



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

**MODELÝ A SIMULACE POCHODŮ BEZEMISNÍHO
KOLOVÉHO NAKLADAČE S ELEKTRICKÝM POHONEM**

MODELS AND SIMULATIONS OF PROCESSES OF EMISSION-FREE WHEEL LOADER WITH ELECTRIC DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Cieslar

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Němec, CSc.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automatizace a informatiky
Student: **Bc. Filip Cieslar**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Aplikovaná informatika a řízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Němec, CSc.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modely a simulace pochodů bezemisního kolového nakladače s elektrickým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkol se týká dílčích vývojových řešení úpravy kolového nakladače Dapper na bezemisní provoz. Jde o náhradu pohonu spalovacího dieselového motoru na elektrický pohon se stejnosměrným napájením z velkokapacitních akumulátorů.

Vybrané problematiky jsou řešeny simulacemi v prostředí Matlab, Simulink a jeho specializovaných subsystémů.

Cíle diplomové práce:

1. Seznámit se s vlastnostmi kolového nakladače a s prostředím pro modelování hydraulických a elektrických obvodů.
2. Navrhnout funkční subsystémy a v nich modely s dílčími elektrickými a hydraulickými obvody a simulacemi dokladovat jejich chování.
3. Sestavit zjednodušené modely pro celý stroj a analyzovat výhody a nevýhody alternativních řešení.
4. Zhodnotit získané i očekávané poznatky z řešení upraveného nakladače.

Seznam doporučené literatury:

NOSKIEVIC, P. Modelování a identifikace systémů. Ostrava, Montanex, 1999.

Matlab & Simulink. Informace o produktech fy The Math Works. [on line], [cit. 2020], dostupné z : www.humusoft.cz.

Dílčí zprávy z řešení předchozího projektu FV 10411, Brno, 2016-2018.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Radomil Matoušek, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tvorbou modelů simulujících pochody bezemisního kolového nakladače, který vznikl přestavbou původní verze se spalovacím motorem. Součástí práce je metodická tvorba modelů od základních částí stroje po zjednodušený model celkového stroje, jeho funkčního ověření a kalibrace na základě dostupných informací a měření. V průběhu práce jsou vybrané parametry celkového modelu stroje verifikovány na základě provedených měření, dále je ověřena vhodnost zvolených komponent a taky je provedena optimalizace a úpravy modelu na základě verifikace. Cílem práce je představení simulačního a verifikačního postupu a jeho praktického využití ve vývoji bezemisního kolového nakladače na elektrický pohon.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the creation of models simulating the processes of an emission-free wheel loader, which was created by rebuilding the original version with a combustion engine. Part of the work is the methodical creation of models from the basic part of the machine to a simplified model of the overall machine, its functional verification and calibration based on available information's and measurements. In this paper, selected parameters of the overall machine model are verified based on performed measurements, the suitability of selected components is verified, and the optimization and modification of the model is performed based on verification. The aim of the thesis is to present the simulation and verification procedure and its practical use in the development of an emission-free wheel loader with electric drive.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mobilní hydraulika, bezemisní kolový nakladač, Simulink, matematické modely, verifikace

KEYWORDS

Mobile hydraulics, emission-free wheel loader, Simulink, mathematical models, verification



ÚSTAV AUTOMATIZACE
A INFORMATIKY



2021

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CIESLAR, Filip. *Modely a simulace pochodů bezemisního kolového nakladače s elektrickým pohonem*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/135498>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automatizace a informatiky. Vedoucí práce Zdeněk Němec.

Tato diplomová práce vznikla v rámci řešení projektu ev. č. FW01010156 „Výzkum a vývoj elektrického pohonu kolového nakladače“.

„Tento projekt byl realizován za finanční podpory z prostředků státního rozpočtu prostřednictvím Ministerstva průmyslu a obchodu.“



MINISTERSTVO
PRŮMYSLU A OBCHODU

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňku Němcovi, CSc. za poskytnuté rady a připomínky při zpracování práce. Dále bych chtěl poděkovat zaměstnancům společnosti Bosch Rexroth, především Ing. Martinu Fichtovi, Ing. Milanu Obertovi a Ing. Miroslavu Juríkovi za možnost zúčastnit se tohoto projektu. Taky bych rád poděkoval Ing. Michalu Nožkovi za konzultace k tvorbě modelů. Dále bych chtěl poděkovat rodině, přátelům i nepřátelům za podporu či motivaci v průběhu studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že, že tato práce je mým původním dílem, vypracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury.

Jako autor uvedené práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následku porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona c. 121/2000 Sb., včetně možných trestně právních důsledků.

V Brně dne 22. 5. 2021

.....

Filip Cieslar

OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ HYDRULICKÝCH ZAŘÍZENÍ V MOBILNÍ HYDRAULICE	17
2.1	Typy hydraulických rozvaděčů a jejich modely	17
2.1.1	Hydraulické rozvaděče s otevřeným středem	18
2.1.2	Hydraulické rozvaděče s uzavřeným středem	18
2.1.3	LUDV rozvaděče	19
2.1.4	Mechanické ovládání rozvaděčů.....	19
2.1.5	Hydraulické ovládání rozvaděčů	20
2.1.6	Elektromagnetické ovládání rozvaděčů.....	20
2.2	Rotační a přímočaré hydromotory	21
2.2.1	Zubové rotační hydromotory	21
2.2.2	Pístové rotační hydromotory	22
2.2.3	Přímočaré hydromotory	25
2.3	Hydrogenerátory	27
2.4	Hydraulické okruhy a jejich komponenty.....	30
3	SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ ELEKTRICKÝCH ZAŘÍZENÍ V MOBILNÍ HYDRAULICE	32
3.1	Pedál a joystick	32
3.2	Elektromotory	34
3.2.1	Hallovy senzory	36
3.2.2	Enkodéry.....	36
3.2.3	Resolvery	37
3.3	Kontroléry (měniče) elektromotorů a řídicí jednotka stroje	38
3.4	Akumulátory a BMS systémy.....	39
4	PROJEKT BEZEMISNÍHO KOLOVÉHO NAKLADAČE 0EWL.....	42
4.1	Dapper 5000	42
4.2	Hydraulické komponenty stroje Dapper 5000.....	44
4.2.1	Hydrostatický pohon s hydromotory v kolech stroje.....	44
4.2.2	Hydraulický okruh nástavby.....	45
4.2.3	Funkce Paralelogramu pro mechanické rameno.....	46
4.3	Koncept 0EWL	47
5	MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ	49
6	TVORBA FUNKČNÍCH SUBSYSTÉMŮ STĚŽEJNÍCH KOMPONENT KONCEPTU 0EWL	52
6.1	Model hydrogenerátoru	52
6.2	Model hydraulického rozvaděče.....	57
6.3	Model BLDC elektromotoru	61
7	TVORBA CELKOVÉHO MODELU KONCEPTU 0EWL	64
7.1	Mechanická část stroje.....	64
7.2	Hydraulická část stroje	69
7.3	Logická (elektronická) část stroje.....	70
7.4	Model pojezdu stroje	71

8	FUNKČNÍ SIMULACE ZJEDNODUŠENÉHO CELKOVÉHO MODELU STROJE	74
9	VARIANTNÍ SIMULACE A OVĚŘENÍ VHODNOSTI ZVOLENÉHO HG PRO POJEZD STROJE	78
10	POROVNÁNÍ MODELU NÁSTAVBY STROJE A REÁLNÉHO KONCEPTU	84
10.1	Experimentální měření parametrů stroje pro validaci modelu	84
	87	
10.2	Validace a verifikace modelu stroje	87
10.2.1	Tlak hydraulického okruhu nastavby	87
10.2.2	Poloha přímočarých hydromotorů nastavby	90
11	OPTIMALIZACE MODELU STROJE NA ZÁKLADĚ NAMĚŘENÝCH DAT	93
11.1	Funkce Parameter Estimation pro ladění parametrů	93
11.2	Tvorba alternativního modelu pro dosažení přesnějších výsledků	95
12	DALŠÍ ALTERNATIVNÍ VARIANTY MODELŮ A JEJICH PŘÍNOS.....	99
12.1	Model pro optimalizaci parametrů elektromotorů a řídicích procesů	99
12.2	Model pro energetickou analýzu a optimalizaci	100
12.3	Model dynamiky jízdy a kloubového mechanismu	101
12.4	Zhodnocení poznatků z tvorby modelů k projektu 0EWL	102
13	DISKUZE	103
14	ZÁVĚR.....	105
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	107
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	111
	SEZNAM PŘÍLOH	118

1 ÚVOD

V posledních letech dochází k výraznému vzestupu trendu elektrifikace většiny užitkových a průmyslových strojů. Spalovací motory bývají nahrazovány elektrickými. Vývoj bezemisního stroje v oblasti mobilní hydrauliky přináší do pracovního prostředí nejenom čistější prostředí, ale taky nižší hlukovou hladinu na pracovišti a vidinu ideálně optimalizovaných a automatizovaných strojů.

Neodmyslitelnou součástí vývoje strojů je v poslední době tvorba matematických modelů, které mají za úkol zkoumat možnosti stroje, ověřovat jejich koncepty a návrhy, či optimalizovat řídicí procesy. Funkčně vytvořené modely je možné libovolně zatěžovat a zkoušet bez rizika vzniku hmotných či dokonce lidských ztrát.

Předmětem této práce je popis procesu tvoření a ověřování matematických modelů. Práce vznikla souběžně s probíhajícím projektem vývoje *Bezemisního kolového nakladače OEWL* ve spolupráci se společnostmi Bosch Rexroth, spol. s.r.o., a VOP CZ, s. p. Cílem projektu je vytvoření funkčního vzorku s elektrickým pohonem.

Tvorba modelů stroje je úzce spjata se znalostmi fyzikálních jevů v jednotlivých subsystémech stroje, jejich vzájemném působení a s působením s okolním prostředím. Vytvořené modely neslouží pouze k ověření navrhovaných konceptů, ale taky k jejich srovnání s alternativními verzemi. Dalšími možnostmi je využití modelů k optimalizaci řídicích a regulačních procesů, identifikace, odstranění nežádoucích jevů a podobně.

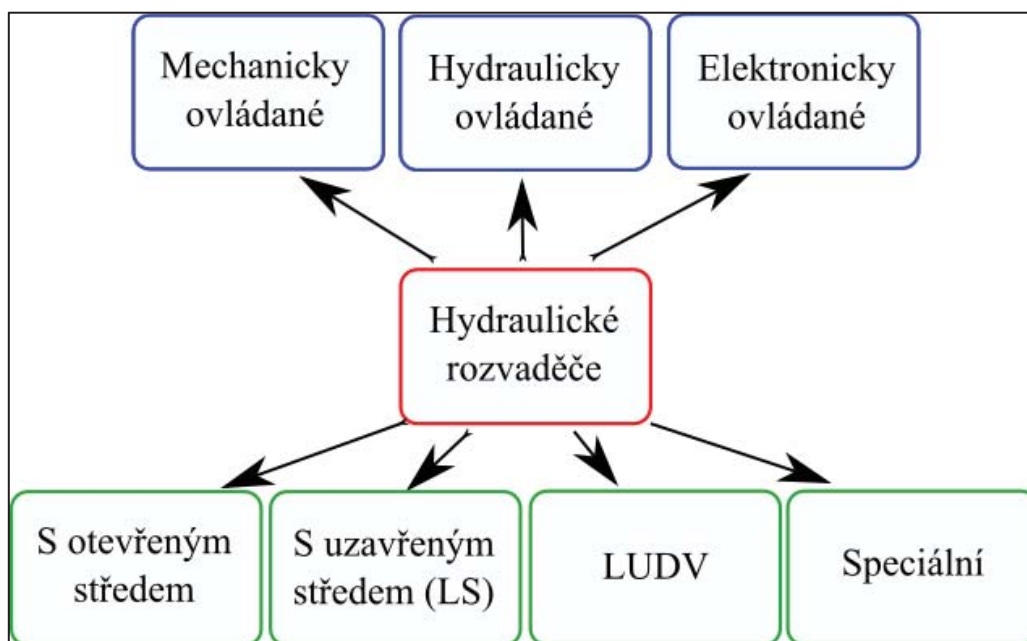
2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ HYDRAULICKÝCH ZAŘÍZENÍ V MOBILNÍ HYDRAULICE

V oblasti mobilní hydrauliky existuje široké spektrum používaných hydraulických komponentů. Pro účely této práce jsou představeny komponenty související především s kolovými nakladači.

2.1 Typy hydraulických rozvaděčů a jejich modely

Hydraulické rozvaděče jsou ve strojích používány k řízení a regulaci průtoku oleje do spotřebiče, případně k regulaci tlaku vedoucím do jednotlivých uzlů stroje. Existuje mnoho typů hydraulických rozvaděčů v závislosti na typu aplikace a funkce spotřebiče jenž ovládá. Obecně je možno rozvaděče dělit dle:

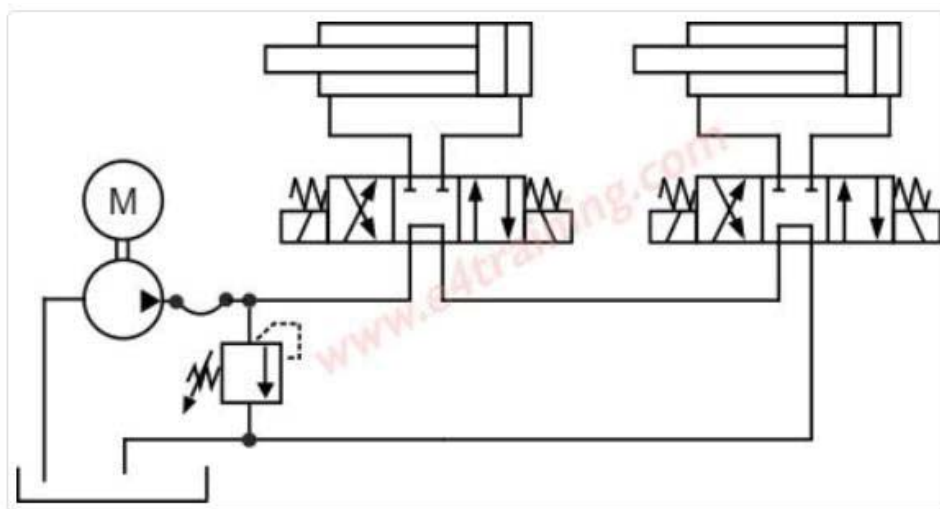
- Principu funkce
- Způsobu ovládání
- Počtu poloh a portů



Obr. 1 Rozdělení hydraulických rozvaděčů dle: principu funkce (zeleně), způsobu ovládání (modře)

2.1.1 Hydraulické rozvaděče s otevřeným středem

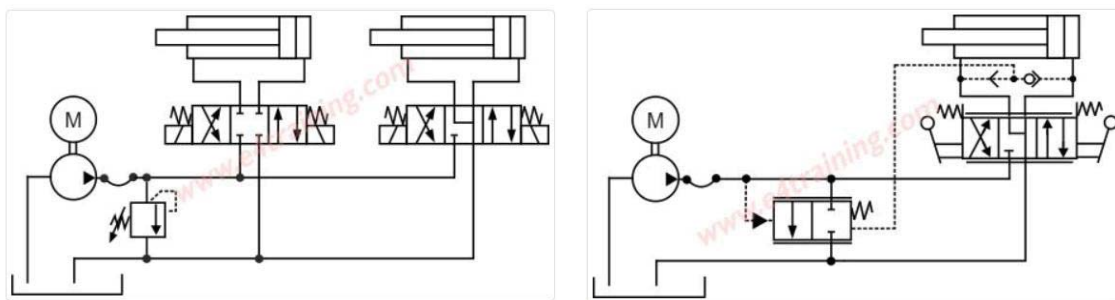
Tento typ rozvaděče nazývaný také jako rozvaděč s konstantním průtokem anebo z angličtiny „open centre“, patří mezi nejrozšířenější rozvaděče používané v mobilní hydraulice. Při použití tohoto typu rozvaděče dochází k neustálému proudění kapaliny systémem nezávisle na tom, zda stroj práci vykonává anebo ne. Tímto dochází k ohřívání kapaliny v systému, což může být i výhodou [1]. Mezi další výhody patří nízká tendence systému k oscilaci a minimalizace hydraulických rázu při otevírání ventilu. Nevýhody těchto rozvaděčů spočívají v nižší účinnosti především při použití spotřebičů s nižším průtokem a také ovlivňování průtoků mezi jednotlivými sekcemi v bloku v případě použití vícenásobného rozvaděče [2]. V kombinaci se zubovým čerpadlem je tento systém robustní a vysoce spolehlivý, avšak doplácí na nižší účinnost.



Obr. 2 Systém s rozvaděčem s otevřenými středy [3]

2.1.2 Hydraulické rozvaděče s uzavřeným středem

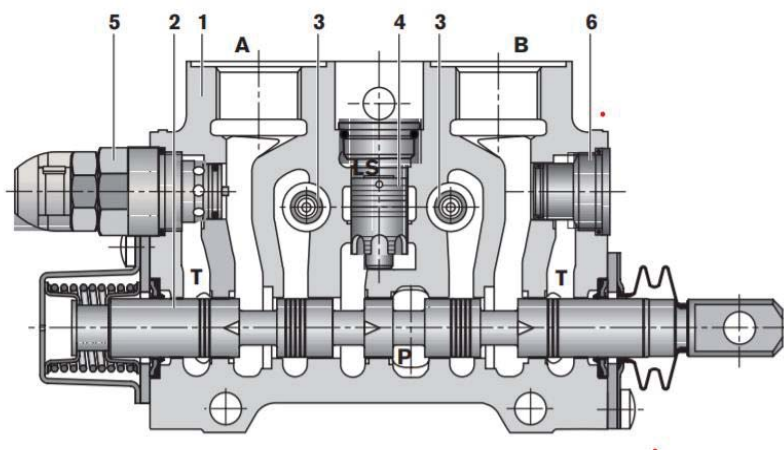
Na rozdíl od rozvaděčů s otevřeným středem v tomto typu rozvaděče neproudí pracovní médium v případě, že není aktivován žádný ze spotřebičů. V případě použití v systému hydrogenerátoru s konstantním průtokem je nutno do okruhu vkomponovat přepouštěcí ventil. Z tohoto důvodu je výhodnější použití tohoto typu rozvaděče v kombinaci s regulačním hydrogenerátorem. Upravenou verzí „closed centre“ rozvaděčů jsou Load sensing (dále jako LS) systémy. Jejich princip spočívá v regulaci tlaku požadovaném k ovládání výstupního spotřebiče a tlaku ve větvi napájené hydrogenerátorem. Tímto je dosaženo toho, že hydrogenerátor dodává tlak pouze v řádu jednotek MPa vyšší, než je potřebný k funkci spotřebiče a přizpůsobuje se mu. Dochází tak ke značné úspoře energie. Navíc se tímto zbavuje závislosti na zatížení mezi jednotlivými bloky rozvaděče, jak je tomu u systému s otevřeným středem [2].



Obr. 3 Systém s uzavřeným středem (vlevo) a LS systém (vpravo) [3]

2.1.3 LUDV rozvaděče

LUDV je zkratkou z německého výrazu “Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung“. V překladu to znamená “Nezávislá distribuce průtoku na tlakovém zatížení“. U LS systému v případě, že napájení vícero spotřebičů k provozu vyžaduje větší průtok, než je hydrogenerátor schopný dodat, dojde k odstavení jedné (anebo více) větví. Tuto nedokonalost LUDV systémy odstraňují a v daném případě nedojde k utnutí jedné z větví ale k proporcionálnímu omezení všech větví [4].

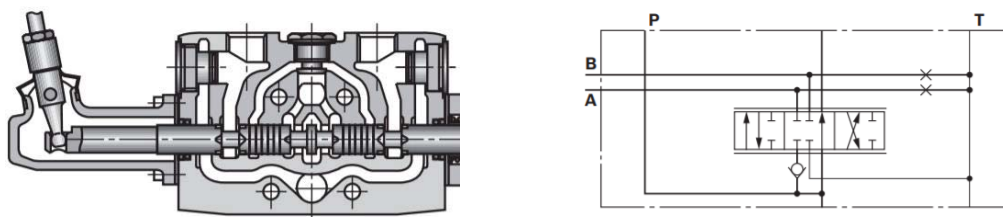


1. Tělo rozvaděče
2. Ovládací šoupě
3. Zpětné ventily
4. Tlakový kompenzátor
5. Sekundární ventil
6. Zátka

Obr. 4 Řez LUDV rozvaděčem, převzato, upraveno [5]

2.1.4 Mechanické ovládání rozvaděčů

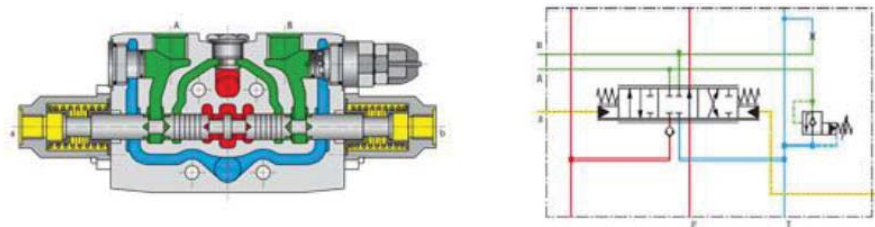
Rozvaděče ovládané mechanicky jsou používány v případě možnosti umístění rozvaděče v blízkosti operátora stroje. Jedná se o nejjednodušší a nejlevnější variantu ovládání. Pohyb ovládacího šoupě se realizuje pákou, pedálem anebo jiným mechanismem. Šoupě je standardně vráceno do původní polohy pomocí pružiny. Je nutné vhodně navolit parametry pákového mechanismu (respektive jiného mechanismu) tak aby byl operátor schopný bez větší námahy hýbat šoupátkem. Nevýhodou je nemožnost automatizace a obtížné řízení na dálku.



Obr. 5 Řez mechanicky ovládaným rozvaděčem a jeho hydraulické schéma [5]

2.1.5 Hydraulické ovládání rozvaděčů

V tomto případě, jde o ovládání šoupěte pomocí hydraulického pilotního tlaku. Jeho velikost se pohybuje v jednotkách MPa. Jeho přednostmi jsou možnost ovládání na dálku a odolnost vůči vnějším jevům oproti elektronicky ovládaným rozvaděčům. Hodí se tedy do rizikových prostředí, s nebezpečím požáru anebo výbuchu. Další výhodou je rovnoměrné působení síly na šoupě, a tím pádem delší životnost samotného mechanismu.

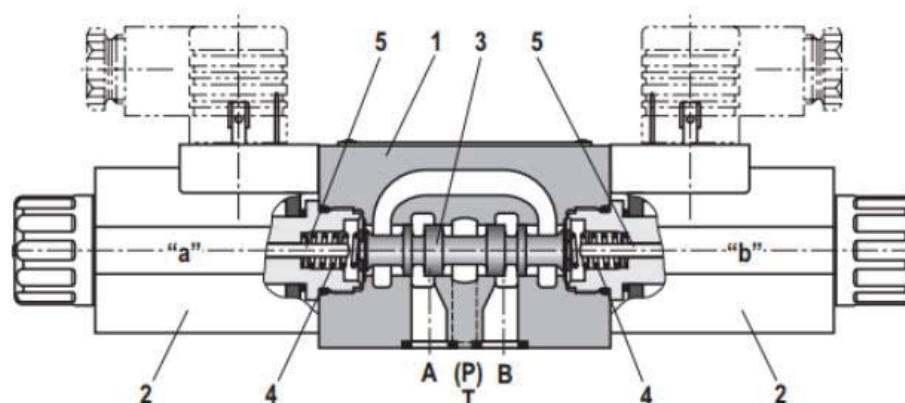


Obr. 6 Řez hydraulicky ovládaným rozvaděčem a jeho hydraulické schéma [5]

2.1.6 Elektromagnetické ovládání rozvaděčů

Další možností je ovládat rozvaděč elektromagneticky. Pro pohyb šoupátka mohou být použity solenoidy, jež jsou napájeny řídicí jednotkou stroje. Solenoid působí na šoupátko silou závislou na velikosti proudu, jenž solenoidem protéká. Napájení závisí na řídicí jednotce, nejčastěji se používá 12 V DC, případně 24 V DC solenoidy. Jednou z výhod této formy ovládání je možnost nastavení přechodových křivek, tzv. „ramp“. Dalšími možnostmi je automatizace procesu ovládání anebo implikace bezpečnostních systému – zavření ventilu v případě nehody apod.

Na obrázku níže je zobrazen řez tohoto rozvaděče. 1 – těleso rozvaděče, 2 – solenoidy, 3 – šoupátko, 4 – vratné pružiny, 5 – píst.

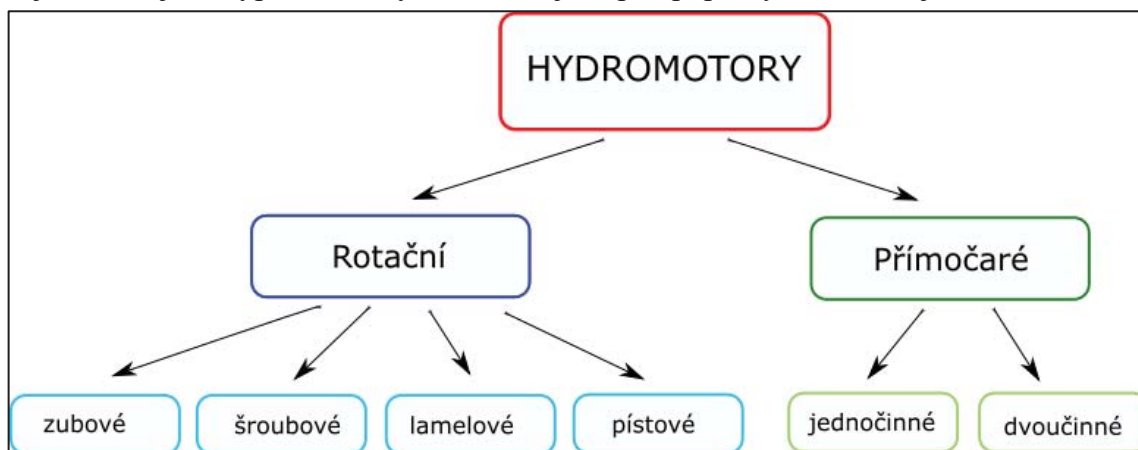


Obr. 7 Řez rozvaděčem ovládaným pomocí solenoidu [5]

2.2 Rotační a přímočaré hydromotory

Hydromotor je prvek v hydraulických obvodech, který převádí tlakovou energii kapaliny na tuhé části motoru. Hydromotor plní v porovnání s hydrogenerátorem inverzní funkci. V některých případech umožňuje konstrukce hydromotoru obousměrný běh a plní střídavě funkci hydrogenerátoru i hydromotoru, především při použití v uzavřeném okruhu. Kapalina je do pracovního prostoru hydromotoru přiváděna pod tlakem a je schopna tento prostor zaplnit ve znatelně kratším čase, než je tomu při nasávání kapaliny do hydraulického generátoru. [6]

Na obrázku níže je zobrazeno základní rozdělení hydromotorů. Principy funkce nejrozšířenějších typů těchto hydromotorů jsou pak popsány na následujících stránkách.



Obr. 8 Základní rozdělení hydromotorů

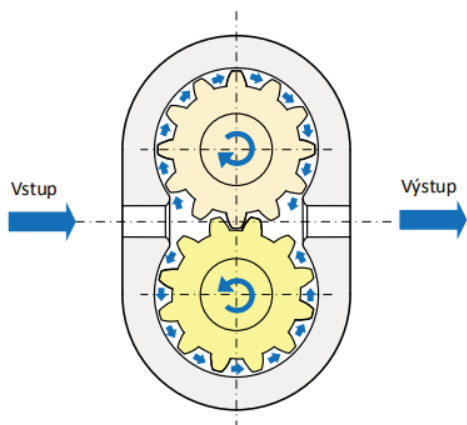
2.2.1 Zubové rotační hydromotory

Jedná se o jednoduchý a robustní typ hydromotorů. Rotačního pohybu je dosaženo přivedením tlakového objemu kapalin do zubových mezer ozubených kol. Mezi hlavní výhody patří nenáročnost na čistotu provozní kapaliny. Nicméně tento princip je méně vhodný pro práci při nižších otáčkách a možnost tento hydromotor regulovat je složitá [7].

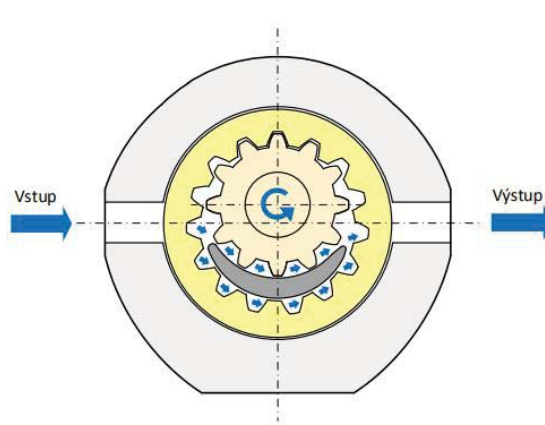
Dle typu použitého ozubení rozlišujeme 3 typy zubových rotačních hydrogenerátorů:

- S vnějším ozubením
- S vnitřním ozubením
- S vnitřním ozubením a orbitálním pohybem (ORBIT)

Principem těchto mechanismů je vedení natlakované kapaliny k ozubeným kolům hydromotoru tak aby proudění této kapaliny cestou nejmenšího odporu vedlo k roztočení ozubených kol. Při použití vnějšího ozubení je to po obvodu dvojice spolu zabírajících ozubených kol, kde jedno z těchto kol je spojeno s výstupní hnací hřídelí. U hydromotorů s vnitřním ozubením dvojici tvoří ozubené kolo a pastorek, jež jsou uloženy vůči sobě nesouose. Existují různé typy ozubení těchto kol, dle požadavku chodu stroje. Na obrázcích níže je porovnání mechanismu s vnitřním a vnějším ozubením.



Obr. 9 Zubový hydromotor s vnějším ozubením [7]



Obr. 10 Zubový hydromotor s vnitřním ozubením [7]

Hydromotory s vnějším ozubením jsou obecně jednodušší na výrobu a spolehlivější. Oproti tomu hydromotory s vnitřním ozubením jsou prostorově úspornější a pro chod stroje přívětivější. Nedochází k tak výrazným pulzacím průtoku a ve spojení s evolventním ozubením je chod takového hydromotoru velice tichý. Speciálním případem hydromotorů s vnitřním ozubením jsou tzv. ORBIT hydromotory, jež odstraňují nedostatečný točivý moment při nízkých otáčkách a malých rozměrech.

2.2.2 Pístové rotační hydromotory

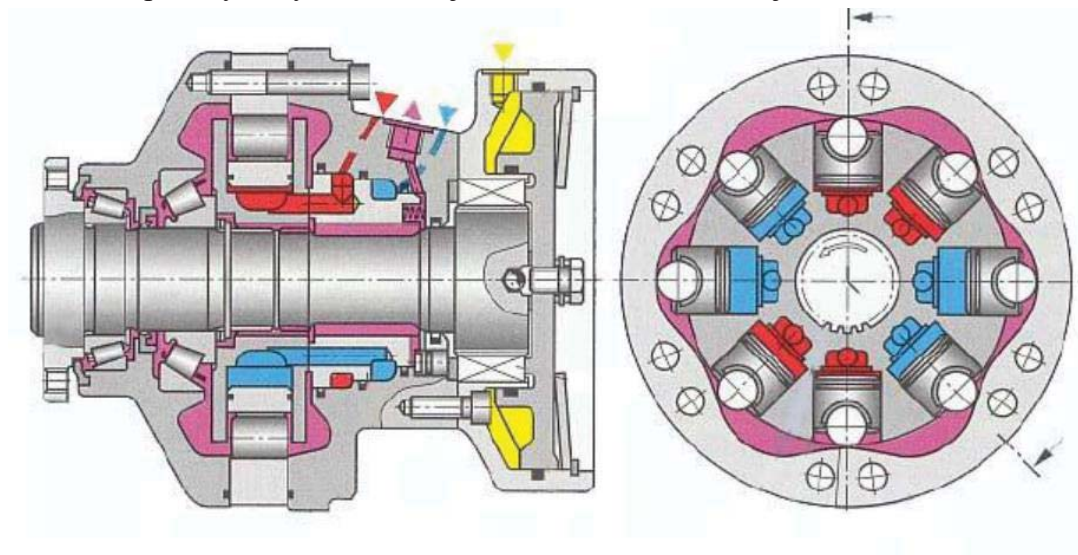
Tento typ hydromotorů využívá ke své funkci písty uložené v ose kolmé na osu otáčení výstupní hřídele. Jsou využívány především na aplikace s požadavkem na vyšší výstupní točivé momenty, výkon anebo otáčky. Jejich výroba je však kvůli složitější struktuře náročnější a dražší. Dle zvolené osy rozlišujeme dva typy těchto hydromotorů:

- **Radiální:**
 - s písty v rotoru
 - s písty ve statoru

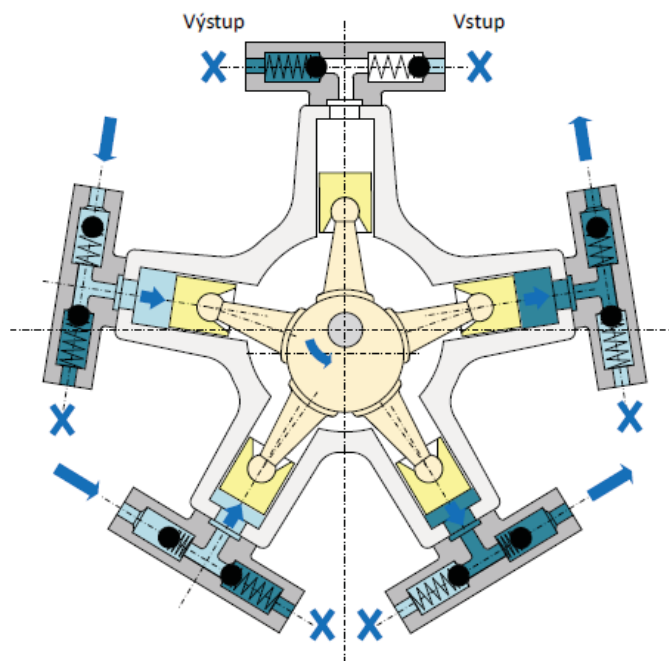
- **Axiální**

- s nakloněnou deskou
- s nakloněným bokem

Radiální pístové rotační hydromotory se skládají z těchto charakteristických částí: Vstupní a výstupní port, tělo hydromotoru, výstupní hřídel, rozdělovač průtoku a především stator a rotor, se kterými jsou spjaty písty, jež vytváří točivý moment na výstupní hřídeli hydromotoru. V případě uložení s písty v rotoru je toho dosaženo přivedením kapaliny do prostorů pístů a tlakovým působením na písty. To v kombinaci s jejich excentrickým uložením způsobí jejich roztahování, a tedy roztočení rotoru. Při dosažení maximální hodnoty roztahení pístu dojde k uzavření prostoru pod pístem, a spojení se s výstupním prostorem. Podle počtu vrcholů křivkové oběžné dráhy vykonají písty během jedné otáčky několik pracovních zdvihů. Větším počtem pístů je dosahováno vyšších točivých momentů, jelikož síly působící na písty od tlaku kapaliny se sčítají. U uložení pístů ve statoru je orientace pístů opačným směrem a kapalina je vstupním kanálem přiváděna na obvod statoru přes jednosměrné ventily. Rozpínání pístu ve statoru působí na excentricky uložený kotouč (rotor) a roztáčí ho [7]. Porovnání principů těchto radiálních pístových hydromotorů je znázorněno na následujících obrázcích:



Obr. 11 Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru



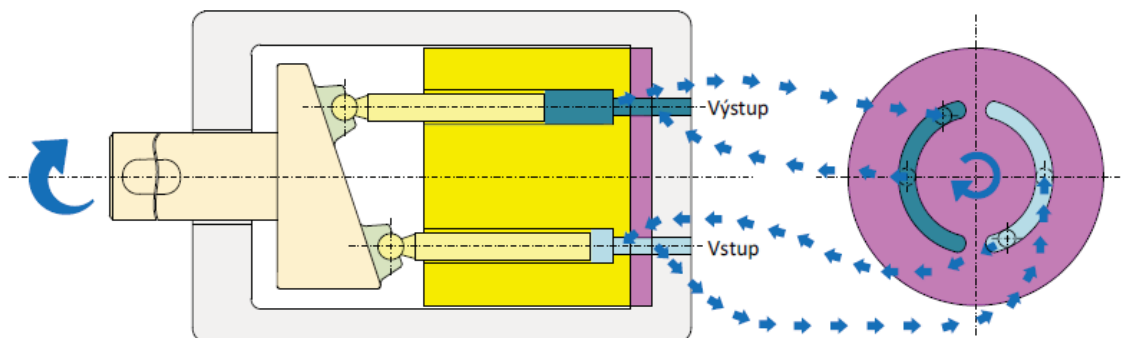
Obr. 12 Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru

Axiální hydromotory patří mezi nejpoužívanější v hydrostatických pohonech. Důvodem jsou jejich přednosti, mezi které patří [7] [8]:

- vysoký výkon na hmotnost zařízení
- trvanlivost až 20 000 hodin
- schopnost dosahovat dlouhodobě tlaků až 40 MPa
- možnost regulace
- široký rozsah otáček (až k $10\,000\text{ min}^{-1}$)
- nízký moment setrvačnosti

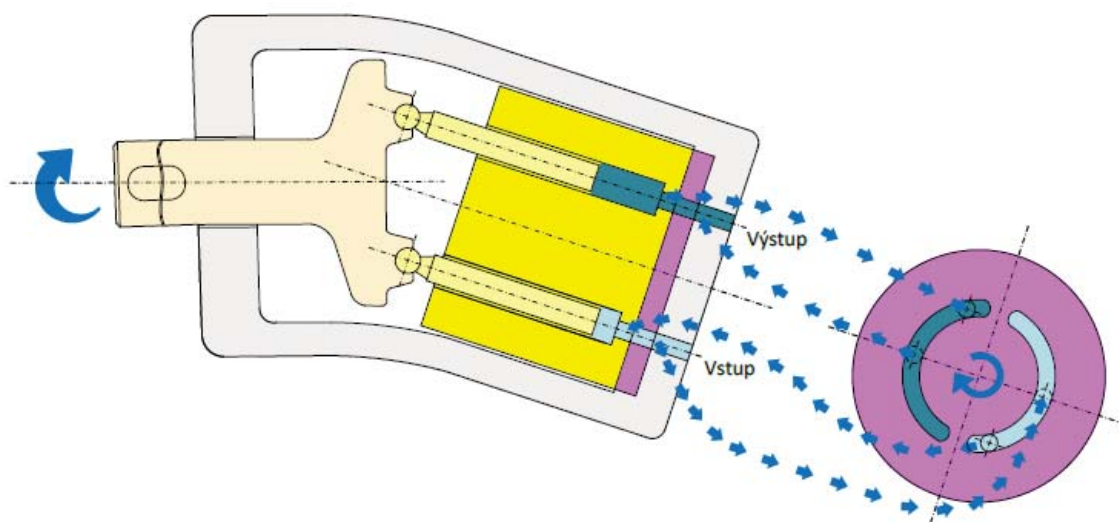
Axiální hydromotory s nakloněnou deskou mají blok válců uložený ve stejné ose s výstupní hřídelí hydromotoru. Písty se opírají o šikmou desku a její úhel udává zdvih pístů. Kapalina je opět rozváděna do dvou směrů přes rozdělovací desku. Kapalina protéká skrze vstupní polovinu rozdělovací desky a tlačí tak na plunžr. Tímto dochází k otáčení unášecí desky. Plunžr je nutno přitlačit k naklápěcí desce tlakem anebo pružinou.

Při použití nižšího počtu pístů je znatelná nerovnoměrnost chodu zejména při použití sudého počtu pístů. Proto je zpravidla použit lichý počet pístů [6].



Obr. 13 Axiální hydromotor s nakloněnou deskou [7]

Axiální hydromotor s nakloněným bokem má různoběžnou osu výstupní hřídele s osou bloku válců. Úhel, jenž tyto osy spolu svírají určuje zdvih pístu. Oproti předchozímu typu se tento princip liší nakloněním celého boku. Díky tomuto není nutné přitlačovat naklápěcí desku. Regulace se realizuje změnou úhlu sklonu boku. Dalšími výhodami tohoto principu jsou menší třecí síly na pístech a nižší pravděpodobnost úniku oleje, kvůli nižším hydrostatickým silám. Nevýhodou je složitost a velikost konstrukce, a tedy i vyšší náklady na její výrobu [8].



Obr. 14 Axiální hydromotor s nakloněným bokem [7]

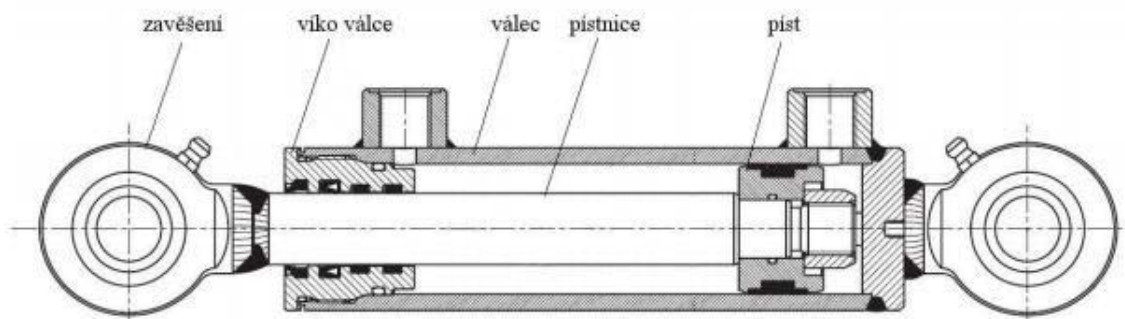
2.2.3 Přímočaré hydromotory

Jedná se o nejrozšířenější a nejjednodušší typ hydromotoru. Je základem mnoha pohybových mechanismů strojů mobilní hydrauliky. Jeho výstupem je přímočarý pohyb válce anebo pístnice hydromotoru různých rozpětí a je schopen vyvozovat vysoké síly v jedné ose. Konstrukce je relativně jednoduchá, z čehož plyne vysoká účinnost hydromotoru (95-99 %), nízké náklady na výrobu, vysoká životnost a spolehlivost [9].

Dle možností pohybu rozlišujeme 2 typy:

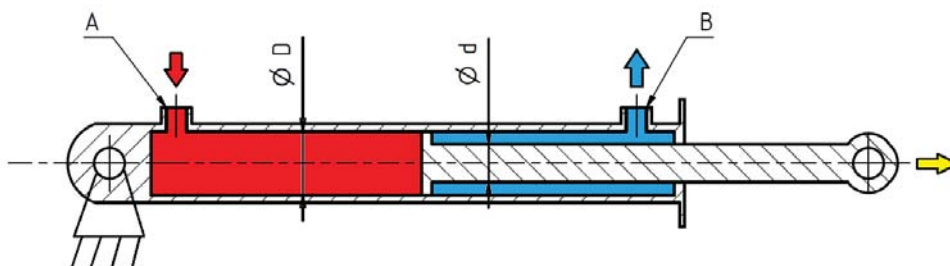
- Jednočinné přímočaré hydromotory
- Dvojčinné přímočaré hydromotory

Rozdílem mezi těmito typy je funkce dvojčinného hydromotoru v obou směrech osy. Dvojčinný hydromotor má oproti jednočinnému 2 funkční vstupní ventily a tlakem kapaliny je možné vrátet píst do výchozí polohy. U jednočinného hydromotoru se tohoto dosahuje působením vnějšího zatížení, eventuálně vratnou pružinou.

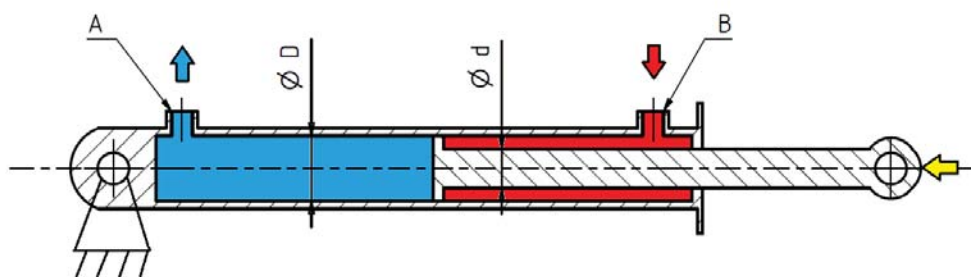


Obr. 15 Dvojčinný přímočarý hydromotor [10]

U dvojčinných hydromotorů rozlišujeme 2 typy pohybu v závislosti na pohybu pístnice. Pohyb pístnice směrem od zavěšení válce je nazýván vysouváním a pohyb opačným směrem zasouváním. Rychlost pohybu a přenášená síla se u obou liší. Tento rozdíl je dán konstrukcí přímočarého hydromotoru, tedy rozdílem ploch na něž působí tlaková kapalina.



Obr. 16 Vysouvání pístnice



Obr. 17 Zasouvání pístnice

Síla, jež je přímočarý hydromotor schopen vyvodit během vysouvání je rovna [9]:

$$F = S \cdot p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \text{ [N]}, \quad (1)$$

kde F ... síla vyvozená pístem [N]

S ... činná plocha pístu [mm²]

p ... tlak pracovního média [MPa]

D ... vnitřní průměr válce hydromotoru [mm]

Při vratném pohybu pístu (zasouvání) je tato síla rovna:

$$F = S \cdot p = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p [N], \quad (2)$$

kde d ... vnější průměr pístnice hydromotoru [mm]

Z výše uvedených rovnic vyplývá fakt, že přímočarý hydromotor při vratném pohybu je schopený vyvodit menší sílu než při výsunu. Toto je nutné zohledňovat při návrhu konstrukce strojů. Rychlost pohybu pístu pak je:

Pro vysouvání:
$$v = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{D^2} [m \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

Pro vratný pohyb:
$$v = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{(D^2 - d^2)} [m \cdot s^{-1}] \quad (4)$$

Z rovnic (3) a (4) vyplývá vyšší rychlost pro vratný pohyb pístu. Volba průměru pístní tyče závisí na rozpětí sil, jež má přímočarý hydromotor vyvozovat, a taky na jeho délce zdvihu. Pro aplikace s použitím vyšších sil a delších pracovních zdvihů je nutné volit pístní tyč větších průměru z důvodu vzpěrné stability.

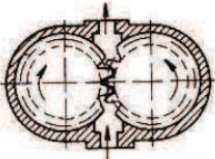
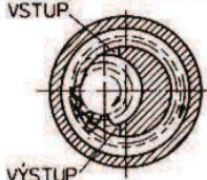
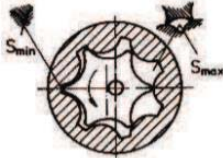
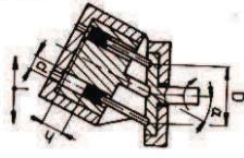
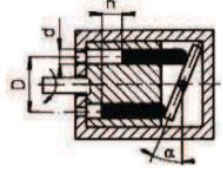
2.3 Hydrogenerátory

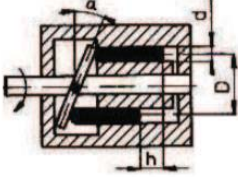


Hydrogenerátory, v praxi označovány pojmem „čerpadla“, slouží k přeměně mechanické energie na hydraulickou energii. energii můžeme do kapaliny ukládat buďto do její kinetické složky (rychlosti toku kapaliny) anebo potencionální (tlaku, případně elevace kapaliny). Dle převažující složky energie rozlišujeme 2 základní typy čerpadel, a to hydrodynamická (kinetická energie) a hydrostatická (potencionální energie) [11].

V mobilní hydraulice převažuje použití hydrostatických pohonů a běžné hydrogenerátory (dále HG) dosahují tlaků v mezích 20-40 MPa [8].

Jedním ze základních parametrů hydrostatických hydrogenerátorů je geometrický objem $V_o [mm^3]$. Ten je dán konstrukcí HG a určuje objem, jenž je schopný HG dodat do hydraulického okruhu během jedné otáčky.

Tab. 1 Vybrané typy hydrostatických HG a jejich základní parametry [12]

<p><i>Zubový s vnějším ozubením</i></p> 	$V_o = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h$ <p> $z \dots$ počet zubů [-] $m \dots$ modul ozubení [-] $b \dots$ šířka zubu [mm] $h \dots$ výška zubu [mm] </p>	$p_{max} = 16 \text{ až } 32 \text{ MPa}$	<p>(5)</p>
<p><i>Zubový s vnitřním ozubením</i></p> 	$V_o = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h$ <p> $z \dots$ počet zubů vnitřního kola [-] </p>	$p_{max} = 32 \text{ MPa}$	<p>(6)</p>
<p><i>Prstencový s vnitřním ozubením</i></p> 	$V_o = \pi \cdot m \cdot z \cdot b \cdot h$	$p_{max} = 12 \text{ MPa}$	<p>(7)</p>
<p><i>Axiální pístový s nakloněnou deskou</i></p> 	$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h$ <p> $z \dots$ počet válců $h \dots$ pracovní délka plunžru </p>	$p_{max} = 42 \text{ MPa}$	<p>(8)</p>
<p><i>Axiální pístový s nakloněnou deskou a rotujícím blokem válců</i></p> 	$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h$	$p_{max} = 40 \text{ MPa}$	<p>(9)</p>

<i>Axiální pístový s nakloněným blokem válců</i> 	$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h$	$p_{max} = 40 \text{ MPa}$	(10)
<i>Radiální pístový s vnějším vedením pístu</i> 	$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e$ $e \dots \text{excentricita uložení [mm]}$	$p_{max} = 60 \text{ MPa}$	(11)
<i>Radiální pístový s vnitřním vedením pístů</i> 	$V_o = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e$	$p_{max} = 70 \text{ MPa}$	(12)

Pro tyto hydrostatické hydrogenerátory platí tyto vztahy [13]:

Teoretický průtok

$$Q_t = V_o \cdot n, \quad (13)$$

otáčky HG

$$n = \frac{Q_t}{V_o}, \quad (14)$$

moment

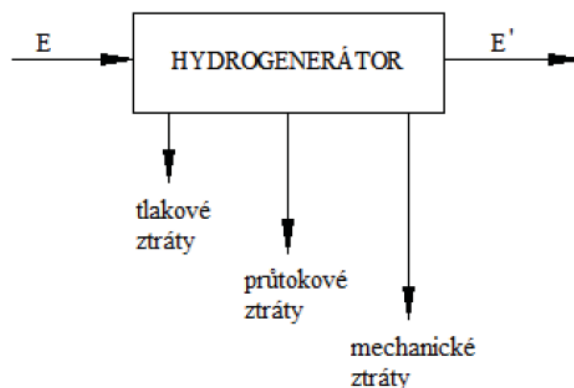
$$M = \frac{p \cdot V_o}{2 \cdot \pi}, \quad (15)$$

kde $p \dots$ tlak generovaný HG

výkon

$$P = V_o \cdot n \cdot p = Q_t \cdot p \quad (16)$$

V reálných HG se během konverze část energie disipuje do systému jako tepelná energie. Proto byly zavedeny pojmy jako ztráty a účinnost:



Obr. 18 Disipace energie HG [13]

Celkovou účinnost HG potom vyjádříme jako:

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_1}, \quad (17)$$

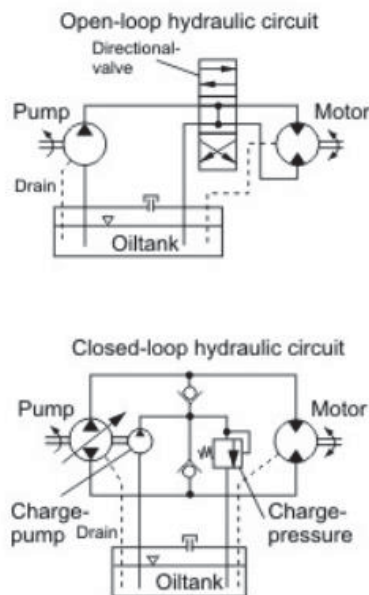
kde P_1 je příkon přiváděný na hřídel HG ve formě točivého momentu, a P_2 je výkon na výstupu HG (hydraulický výkon). Celkový příkon pak můžeme vyjádřit jako:

$$P = \frac{p \cdot Q}{\eta_c}. \quad (18)$$

2.4 Hydraulické okruhy a jejich komponenty

Hydraulickým okruhem se rozumí síť vzájemně propojených hydraulických komponent, které spolu tvoří jeden logický celek a pracovní médium prochází každou částí tohoto okruhu. V závislosti na typu cirkulace kapaliny v systému rozlišujeme 2 typy hydraulických okruhů:

- **Otevřený hydraulický okruh** (open loop hydraulic circuit)
 - Nádrž je součástí okruhu – kapalina se po každém pracovním cyklu vrací ze spotřebiče do nádrže
- **Uzavřený hydraulický okruh** (closed loop hydraulic circuit)
 - Nádrž není přímo součástí okruhu (je však nezbytná pro provoz) – kapalina krouží hydraulickým systémem, z nádrže se pokrývají jen ztráty kapaliny v okruhu – ztráty jsou nutné pro odvádění tepla z okruhu



Obr. 19 Otevřený a uzavřený hydraulický okruh [14]

Porovnání výhod a nevýhod obou systémů:

Otevřené hydraulické okruhy

Výhody:

- Levnější a jednodušší na údržbu
- Lepší pro aplikace do 20 MPa
- Jednodušší diagnostika chyb

Nevýhody:

- Tvorba zbytkového tepla v propouštěcích ventilech
- Nádrž musí být znatelně větší

Uzavřené hydraulické okruhy

Výhody:

- Systém zvládá vyšší tlaky s nižším objemem kapaliny
- Možnost reverzního průtoku bez použití ventilů navíc
- Více možností řízení a regulace

Nevýhody:

- Dražší a náročnější na údržbu
- Někdy nutnost použití vysokotlaké filtrace
- Složitější diagnostika chyb

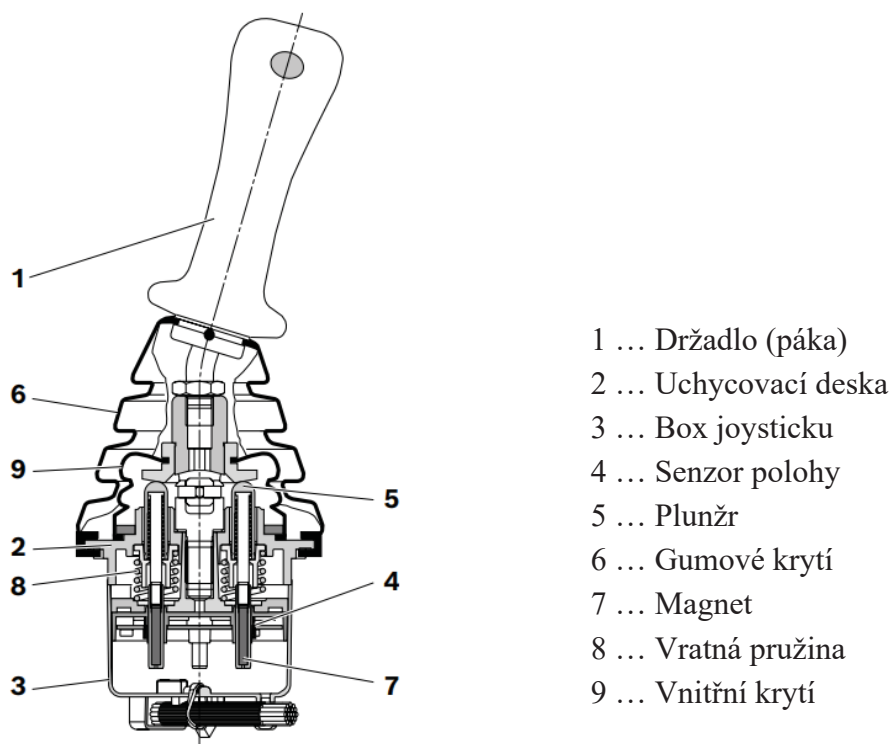
Mimo výše popisované části hydraulických pohonů běžně hydraulické okruhy obsahují další komponenty jako: hydraulické vedení (potrubí), různé typy ventilů a hydraulických bloků (propouštěcí ventily, děliče průtoku, tlakové kompenzátory apod.), zpětnovazební prvky (snímače tlaku, průtokoměry, senzory teploty), chladiče a filtry kapaliny a případně jiné speciální hydraulické komponenty.

3 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ ELEKTRICKÝCH ZAŘÍZENÍ V MOBILNÍ HYDRAULICE

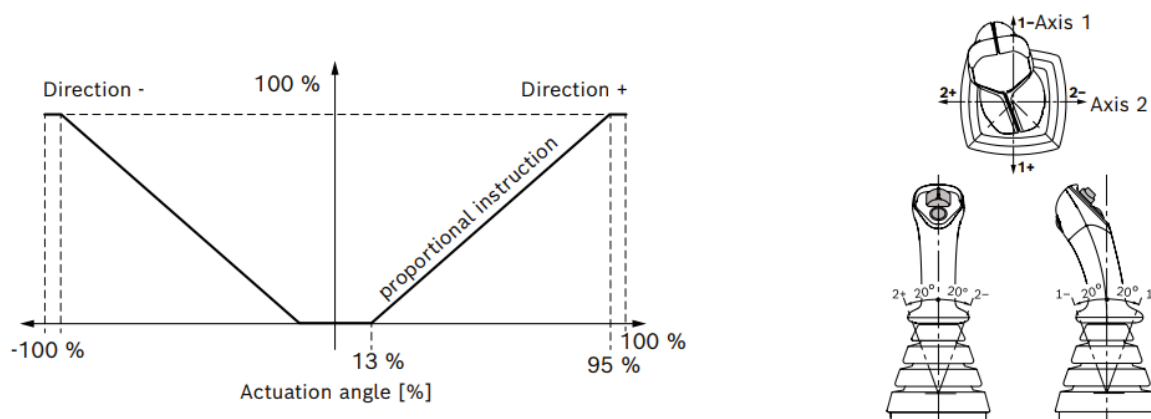
3.1 Pedál a joystick

V posledních letech dochází k výrazné elektrifikaci všech řídicích procesů, a tak jsou konvenční hydraulické řídicí prvky postupem času nahrazovány plně elektrickými. Podobně je tomu i u pedálů a joysticků. Vznik joysticku se datuje k roku 1908, kdy byl použit první hydraulický joystick pro ovládání křídel letadla. Už v roce 1926 byla patentována jeho elektronická verze s použitím pro vzdálené ovládání strojů [15].

V dnešní době jsou joysticky rozšířené nejenom v leteckém průmyslu, ale i v jakémkoliv odvětví průmyslu, které využívá řízení pomocí os. Konkrétně byl joystick navržen jako dvouosé ovládací zařízení, pedál jako jednoosé.



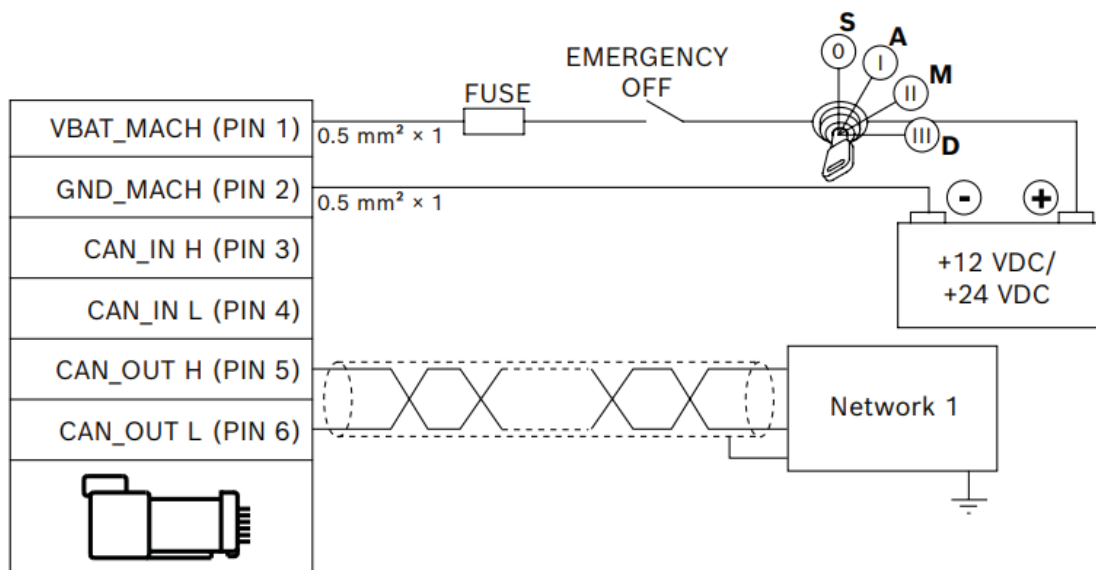
Obr. 20 Řez elektronickým joystickem 4THE5 společnosti Bosch Rexroth spol. s.r.o. [5]



Obr. 21 Funkce joysticku a jeho elektrický výstup [5]

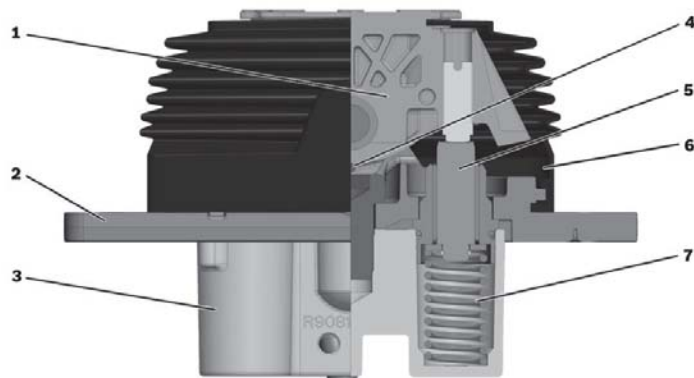
Na Obr. 20 a Obr. 21 je detailně zobrazen příklad joysticku a jeho funkce. Pohybem páky v ose vnitřním převodním mechanismem je dosaženo vertikálního pohybu magnetu, jež je uchycen k plunžru. Senzor pak snímá pohyb magnetu a je proporcionální k pohybu páky, jak je znázorněno na Obr. 21. V počáteční a koncové poloze existují tzv. hluchá místa (dead zone) v nichž výstupní signál joysticku nereaguje na pohyb páky (0-13 %; 95-100 %). Tímto se zamezuje nestabilitě řízení v nulové či koncové poloze – vlivem vnějších jevů, může být páka lehce vychýlena bez zásahu operátora.

Takovýto joystick musí být napájen stabilním zdrojovým napětím a jeho výstupem pak je analogový elektronický signál, který je dále upravován. Jednou možností je vedení tohoto signálu do řídicí jednotky stroje, která ho převede do formy, jež podporuje ovládaný spotřebič. Tímto, ale zbytečně zatěžujeme řídicí jednotku a zbytečně zvyšujeme počet elektrických kabelů ve stroji. Navíc standardně v rámci celého stroje existuje shoda v používaném protokolu komunikace mezi řídicími prvky. Mezi rozšířenější v mobilní hydraulice patří SAE J1939, Enhanced J1939, a především CAN protokol, který se používá i v automobilovém průmyslu [16]. Z tohoto důvodu je joystick vybaven A-D převodníkem a do řídicí jednotky signál putuje v digitální formě. Na obrázku níže je zobrazena komunikační vrstva joysticku 4THE5.



Obr. 22 Elektrické zapojení joysticku do CAN sběrnice [5]

Pedál je zařízení, jež funguje na stejném principu, používá však jen jednu osu pro ovládání pohybu stroje vpřed a vzad.



- 1 ... Tělo pedálu
- 2 ... Deska uchycení
- 3 ... Box plunžru
- 4 ... Senzor polohy
- 5 ... Plunžr
- 6 ... Krycí guma
- 7 ... Vratná pružina

Obr. 23 Řez pedálem 2THE5R firmy Bosch Rexroth [5]

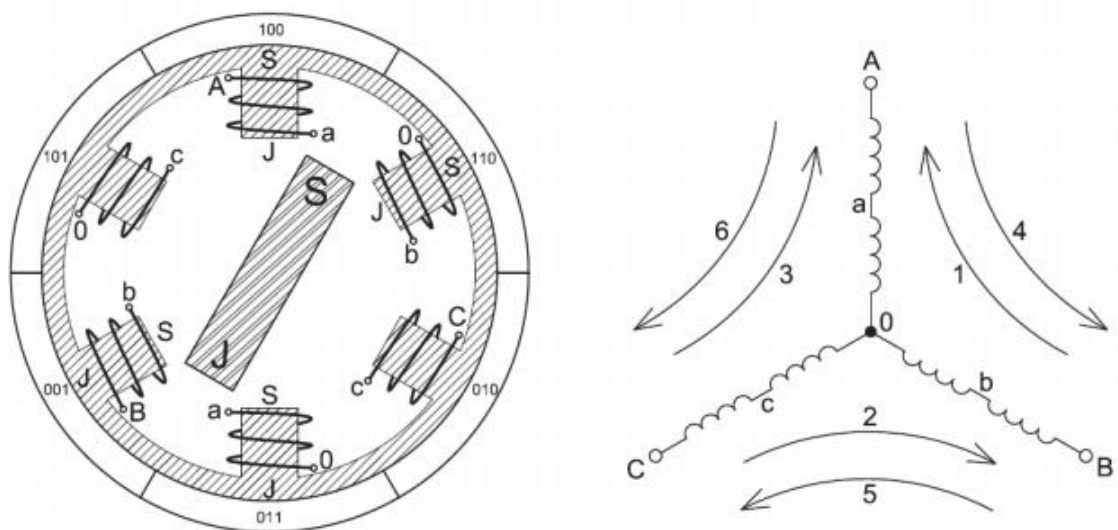
3.2 Elektromotory

Elektrické motory využívají silových účinků magnetického pole a slouží k přeměně elektrické energie na mechanickou práci. Elektrický proud procházející vinutím statoru a magnety rotoru vytváří dvě magnetická pole, která způsobují otáčení rotoru za působení přitažlivých a odpuzivých sil [17].

Na trhu existuje nespočet typů elektromotorů a jejich problematika je širší. Z tohoto důvodu je tato kapitola zaměřena na BLDC motory (Brushless Direct Current motor – Bezkartáčový stejnosměrný motor s permanentními magnety), někdy označován jako ECM (Electronically Commutated Motors – elektricky komutované motory). U tohoto typu je nezbytná řídicí jednotka elektromotoru, která přepíná polaritu cívek v takovém pořadí, aby se na statoru vytvářelo rotační magnetické pole [18].

V projektu 0EWL jsou používány tyto typy elektromotoru v třífázové verzi. Řízení je senzorické.

Na Obr. 24 je vyobrazen zjednodušený diagram BLDC motoru. Běžně se používají více pólové rotory (4 a více) avšak pro zjednodušení je zobrazen pouze dvoupólový rotor. Konverze elektrické energie na mechanickou je dosaženo prostřednictvím přitažlivé magnetické síly mezi permanentními magnety na rotoru a magnetickým polem rotujícím ve vinutích na pólech statoru. Vzhledem k faktu, že největšího točivého momentu motor dosahuje při posunutí magnetického pole vytvořeného vinutím statoru vůči poli permanentních magnetů o 90° je nutné spínat jednotlivá statorová vinutí v souladu s aktuální pozicí statoru [19].



Obr. 24 Zjednodušený náčrtek BLDC motoru [19]

Velikost momentu, který je generovaný na hřídeli BLDC motoru jednou fází závisí na okamžité mechanické úhlové rychlosti a výkonu který se přenáší vzduchovou mezerou stroje:

$$M_{ia} = \frac{P_{\delta a}}{\omega_m} = \frac{u_{ia} \cdot i_a}{\omega_m}, \quad (19)$$

uvažujeme známý vztah mezi elektrickou a mechanickou úhlovou rychlostí:

$$\omega = p \cdot \omega_m, \quad (20)$$

kde	M_{ia}	...	vnitřní elektromagnetický moment stroje generovaný fází A
	$P_{\delta a}$...	výkon ve vzduchové mezeře generovaný fází A
	ω	...	elektrická úhlová rychlost stroje
	ω_m	...	mechanická úhlová rychlost stroje
	p	...	počet pólových dvojic stroje

Výsledná momentová rovnice je pak rovna

$$M_i = J \cdot \frac{d\omega_m}{dt} + M_m, \quad (21)$$

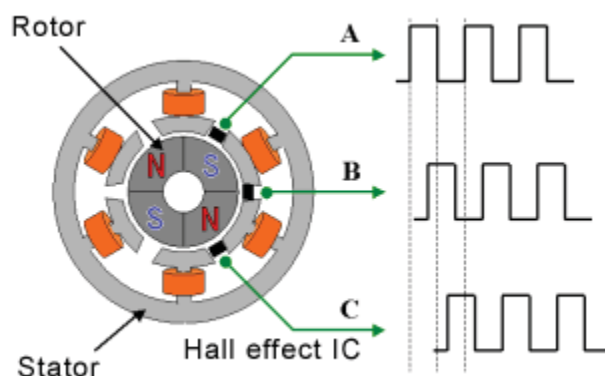
kde J ... moment setrvačnosti rotujících hmot

M_m ... mechanický moment na hřídeli včetně mechanických ztrát

Popis procesu spínání jednotlivých statorových vinutí v elektromotoru je popsán v následující kapitole 3.3. Tento mechanismus vyžaduje sledování aktuální polohy rotoru (pokud není aplikována bezsenzorická metoda). Běžně se používají tyto senzory polohy rotoru:

3.2.1 Hallové senzory

Tento typ senzoru je nejrozšířenější u BLDC motorů. Využívají Hallova jevu, tedy vzniku malého napětí na malé polovodičové destičce, kterou protéká proud a je vložena do magnetického pole. Jedná se o aktivní typ snímače, pro svojí funkci tedy vyžaduje napájecí proud. Senzory snímají okolní magnetické pole a pro sledování polohy rotoru je tak potřeba alespoň 3 senzorů. Ty jsou většinou vůči sobě posunuty o úhel 60° (případně 120°). Pro určení aktuální polohy rotoru je potřeba znát výstup všech 3 senzorů. Jejich vyhodnocení však nezískáme přesnou polohu rotoru, avšak jen úhlový rozsah, ve kterých by se rotor měl aktuálně nacházet.

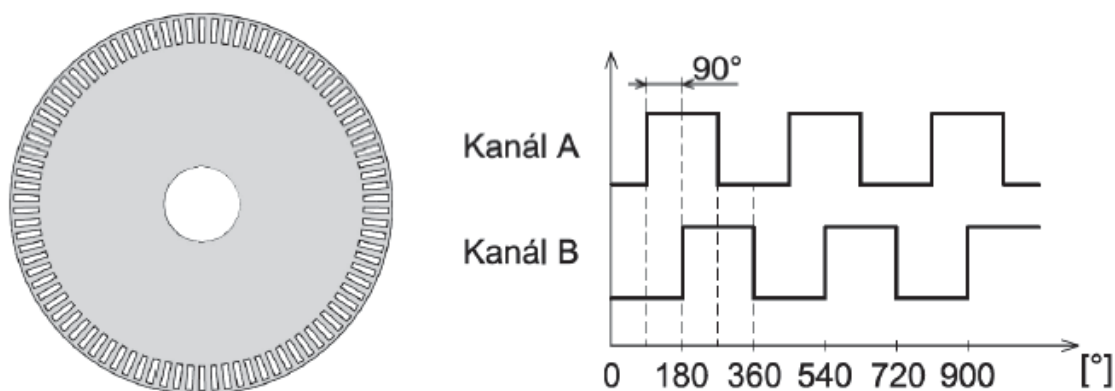


Obr. 25 Princip snímání polohy pomocí Hallových senzorů [20]

3.2.2 Enkodéry

Enkodérem rozumíme zařízení, jež počítá počty impulzů ze zpravidla optického snímacího zařízení. Zdroj světla svítí ve směru přijímače světla (fotocitlivý prvek) a mezi ně je vložen disk s otvory, které určují počet impulzů v závislosti na pootočení disku. Rozlišujeme 2 typy enkodéru, a to inkrementální a absolutní. U inkrementálního generovaný výstupní impuls je počítán při pootočení disku o určitý úhel a poloha je pak určována počítáním výstupních pulzů enkodéru. Tento součet ovšem neobsahuje informaci o směru otáčení, ale pouze o poloze, tudíž pro určení směru otáčení rotoru je nutné použít dvoukanálový enkodér. Výstupní signál je pak pootočený zpravidla o 90° a z jejich rozdílu je možné určit směr otáčení rotoru viz Obr. 26.

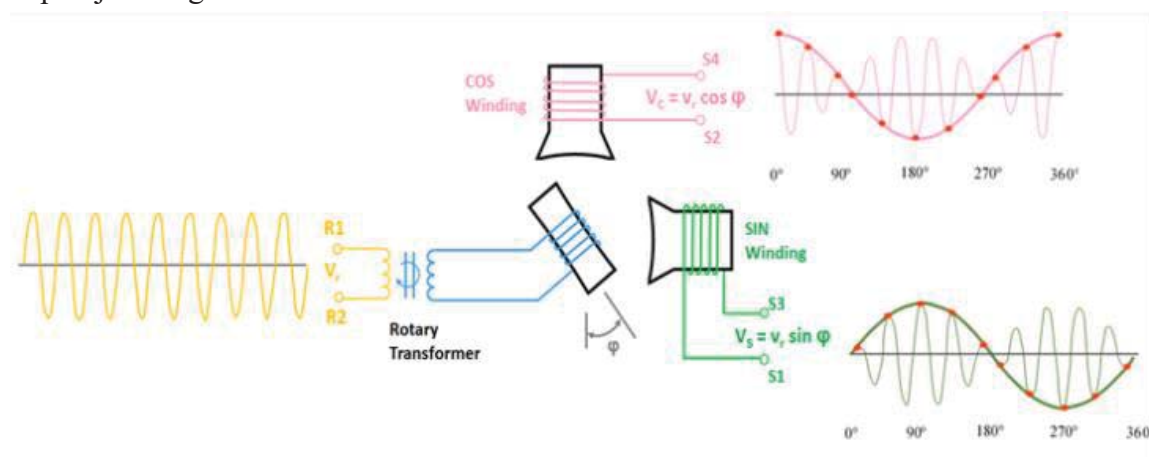
Disk absolutního enkodéru je vybaven více řadami otvorů různých šířek. V závislosti na rozlišení obsahuje vyšší počet snímacích kanálů a každá poloha rotoru je pak definována jako unikátní kombinace těchto výstupů. Tento proces je složitější, ale jeho výsledkem je vždy aktuální a relativně přesná poloha rotoru motoru. V případě chvilkového výpadku napájení nedochází ke ztrátě informace o poloze rotoru, jako je tomu u inkrementálního snímače [19].



Obr. 26 Disk inkrementálního enkodéru a jeho výstupní signály [19]

3.2.3 Resolvery

Tento typ snímače využívá princip elektromagnetické indukce ve vinutí. Resolver je tedy vybaven trojicí vinutí: jedno je budící (střídavé napětí) a dvojice dalších zachycuje indukované napětí ve vinutí které je vůči sobě pootočeno o 90°. Tato dvojice je označována jako SINové a COSinové vinutí, což je odvozeno od tvaru výsledného napětí. Vektor aktuálního úhlového vychýlení je tedy pak možno složit z dvojice výstupních napětí jako trigonometrickou funkci sinu a cosinu.



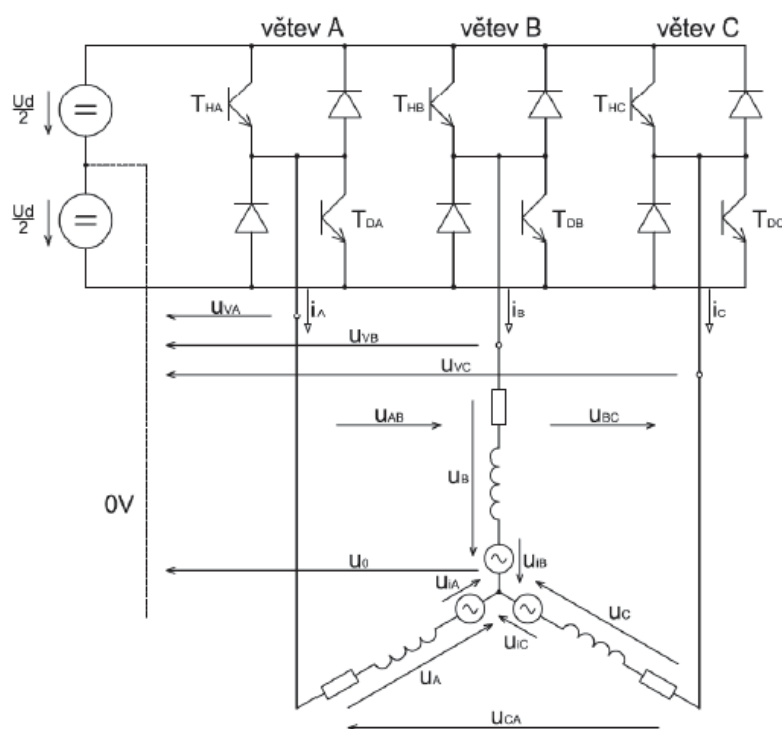
Obr. 27 Princip funkce resolveru a odečítání výstupních signálů [21]

Konstrukce takového snímače je velice robustní a relativně imunní vůči vnějším vlivům – teplotní gradient, vibrace, radiace, nečistoty apod. Navíc je možné odladit případné elektromagnetické rušení. Díky těmto přednostem je tento typ snímače často používán ve strojích pro ztížené podmínky, vojenské technice anebo i strojích mobilní hydrauliky.

3.3 Kontroléry (měniče) elektromotorů a řídicí jednotka stroje

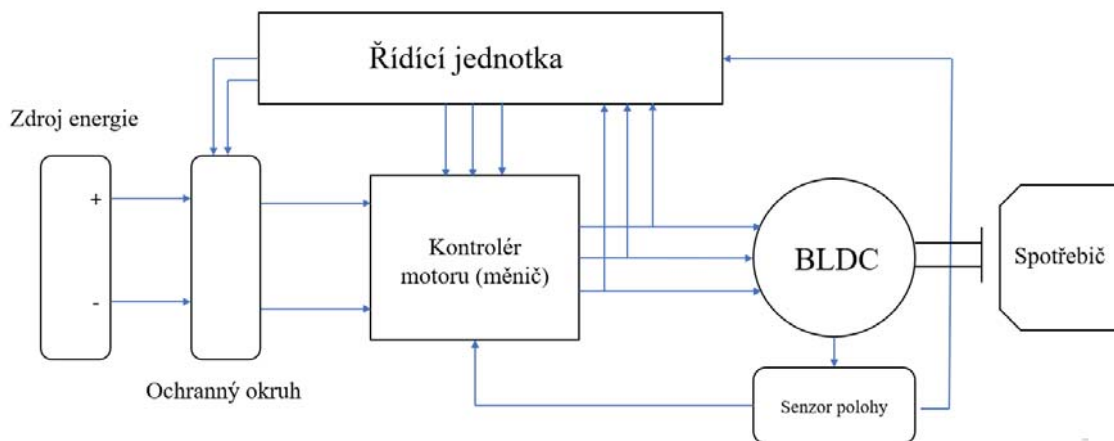
Elektricky komutované elektromotory, do jejichž kategorie spadá i BLDC motor je nutné komutovat. V závislosti na zpětné vazbě ze snímačů polohy je nutné spínat jednotlivé fáze elektromotoru, aby byl dosažen žádaný efekt roztočení motoru. Tuto funkci zastává kontrolér (měnič) motoru, který umožňuje řízení parametrů motoru. Tento měnič obsahuje třífázový střídač (Obr. 28), který je tvořen třemi větvemi tranzistorů. Jednotlivé větve se skládají ze dvou tranzistorů a dvou diod, většinou typu MOS-FET. Spínání tranzistorů je řízeno mikroprocesorem, ve kterém je implementován řídicí algoritmus pro běh elektromotoru.

Měnič elektromotoru vykonává příkazy řídicí jednotky na požadovanou hodnotu parametrů elektromotoru, především otáček výstupní hřídele. Moderní měniče sledují, a i řídí hodnoty proudů a napětí tekoucí do motoru, které ovlivňují otáčky, výkon a točivý moment motoru. K tomuto účelu jsou zpravidla vybaveny PI anebo PID regulátorem, který reguluje zmíněné parametry pro hladký přechod při prudké změně požadované hodnoty.



Obr. 28 Třífázový střídač se zátěží zapojený k BLDC motoru [19]

Na Obr. 29 je znázorněno základní logické ucelení řídicích prvků BLDC motoru. Měnič se v tomto případě dá označit jako akční člen pro řízení a regulaci parametrů elektromotoru. Nicméně samostatný měnič je schopný elektromotor uřídit ve smyslu regulace otáček, moderní měniče jsou vybaveny mikroprocesory na takové úrovni, že dokážou zastat některé funkce řídicí jednotky.



Obr. 29 Řízení a regulace BLDC motoru

3.4 Akumulátory a BMS systémy

Akumulátor patří mezi chemické zdroje energie, k přeměně z chemické energie na elektrickou dochází přímo pomocí elektro-chemických reakcí. Běžně bývají označovány jako galvanické články. Skládají se z kladné a záporné elektrody a elektrolytu, který umožňuje pohyb iontů a tím vzniká elektrický proud v obvodu, který je k elektrodám článku připojen. Na rozdíl od bateriových článků je možné akumulátorové články po vybití znovu nabít. Počet cyklů, jež akumulátor zvládne, aniž by došlo k výraznému snížení kapacity lze označit za životnost akumulátoru.

V praxi převažuje použití lithiových článků, vybrané hodnoty jsou zobrazeny v Tab. 2.

Tab. 2 Srovnání technologií vybraných lithiových akumulátorů [22]

Technologie	Elektrody	Napětí [V]	Kapacita** [Wh/kg]	Vybíjení *	Počet cyklů
LCO	LiCoO ₂	3 – 4,2	150-200	1 C	500–1000
LMO	LiMn ₂ O ₄	3 – 4,2	100-150	10 C	300–700
NMC	LiNiMnCoO ₂	2,5 – 4,2	150-220	2 C	1000–2000
LFP	LiFePO ₄	2,5 – 3,65	90-120	25 C	1000–2000
NCA	LiNiCoAlO ₂	3 – 4,2	200-260	1 C	500

* Vybíjecí proud udáván v C – násobcích kapacity akumulátoru

** Jedná se o měrnou kapacitu

Z pohledu mechanické konstrukce článku rozlišujeme 3 skupiny [23]:

- **Cylindrické články**
 - o Elektrody oddělené separátorem jsou položeny na sebe, svinuty do válce a vloženy do kovového pouzdra. Nevýhodou je jejich vyšší hmotnost a nedokonalé využití prostoru. Výhodou je vyšší bezpečnost článků a dobré odvádění tepla nevyužitým prostorem.
- **Prizmatické články**
 - o Elektrody se separátorem jsou uspořádány tak aby dosahovaly téměř pravoúhlého tvaru, a jsou vloženy do pevného obalu. Tím je dosaženo lepšího využití prostoru, na úkor omezení prostoru pro odvádění tepla.
- **Články v měkkém obalu**
 - o Tvarově se prakticky shodují s koncepcí prizmatických článků, avšak nejsou opatřeny pevným obalem ale pouze měkkou fólií. Tím je snížena hmotnost článků, nicméně článek není chráněn vůči jakékoliv formě mechanického poškození.

Vzhledem k použití těchto článků v různých průmyslových aplikacích je nutné co nejvíce snižovat riziko poškození okolí akumulátoru jeho výbuchem či vznícením. K tomu slouží ochranné prvky akumulátorů. Můžeme rozlišit dva základní typy ochran:

- **Integrované ochrany článků**
- **Elektronické ochrany** (označovány jako **BMS** – Battery management system)

Integrované prvky ochrany článků mají za úkol zasáhnout v případě, že všechny nadřazené systémy selhaly a stávají se tak jakousi poslední záchranou. Řadíme mezi ně:

PTC – *Positive temperature coefficient*. Jedná se o sériově zapojenou polovodičovou součástku, která při svém zahřátí výrazně zvýší odpor. Tím se omezí tok proudu článkem. Tato ochrana je vratná, po odeznění nadproudu dojde ke zchladnutí polovodiče a snížení jeho odporu.

CID – *Current interrupt device*. V případě vysokého nárustu teploty uvnitř článku dochází taky k nárustu tlaku, a tedy k riziku jeho vzplanutí či exploze. CID mechanismus v momentu rychlého nárustu tlaku uvnitř článku a žádné reakce nadproudové ochrany (případně její absencí) daný článek odpojí. Toto odpojení je zpravidla nevratné a je nutné článek vyměnit.

Úkolem BMS systému je nejen ochrana článků akumulátoru, ale taky snaha zajistit jejich maximální životnost. Základním principem je možnost akumulátor odpojit od zátěže v případě překročení některého ze sledovaných parametrů. To je realizováno pomocí elektromagnetického relé anebo pomocí polovodičových spínačů (převážně MOS-FET).

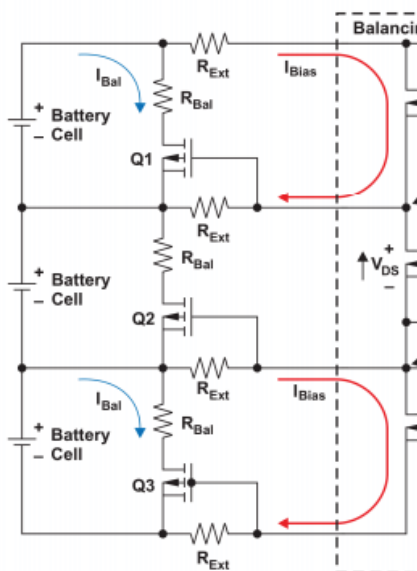
Mezi sledované parametry patří:

- Maximální nabíjecí napětí
- Maximální vybíjecí napětí
- Nabíjecí a vybíjecí proud
- Teplota

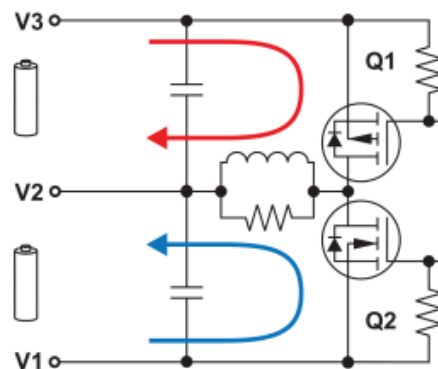
S nedokonalostmi výroby článků a jejich zapojením do série souvisí problém rozdílných vlastností článku. Články nejsou úplně identické a jejich rozdíly se zatěžováním jen prohlubují. Navíc dle geometrického uspořádání je různé zatížení článku teplotou. Aby nedošlo k výraznému zkrácení životnosti na úkor nejslabšího článku série, používá se systém **balancování** náboje mezi jednotlivými články. Tento mechanismus také zajišťuje rovnoměrné nabíjení článků. Rozlišujeme dvě metody balancování: pasivní a aktivní.

Pasivní balancování je realizováno připojením rezistorů k článkům tak aby v případě jejich plného nabití byly vybíjeny a nebránily tak nabíjení ostatních článků. Dle systému SOC (sleduje aktuální napětí jednotlivých článků) se připojí k rezistoru ty články, jejichž hodnota je vyšší od ostatních, a to na tak dlouho dokud se hodnoty všech článků neshodují (v určeném rozsahu). Nevýhodou pasivního balancování tedy je ztráta náboje přivedeného do akumulátoru ve formě tepelné energie disipované rezistorem.

Aktivní balancování odstraňuje nevýhodu ztrát pasivního balancování a přebytečný náboj se mezi články přesouvá pomocí DC-DC měničů. Výměnu náboje opět řídí SOC, a to mezi články s nejvyšší a nejnižší hodnotou napětí. Nevýhodou tohoto mechanismu je jeho složitost a nutnost jej vhodně dimenzovat pro pokrytí změn v článcích při intenzivnějším vybíjení [24].



Obr. 30 Pasivní balancování [24]



Obr. 31 Aktivní balancování [24]

4 PROJEKT BEZEMISNÍHO KOLOVÉHO NAKLADAČE OEWL

Kolové nakladače patří mezi stroje pro manipulaci s materiálem. Jsou rozšířeny hlavně ve stavebním průmyslu, pro úpravu terénu a pro zahradní či zemědělské práce ale také jako pomocné stroje pro obsluhu skladů, přepravních společností a podobně. Vyznačují se především výbornou mobilitou a schopností manipulace s materiálem.

V závislosti na cíleném použití nakladače existuje nespočet typů kolových nakladačů. Jedním z kritérií může být velikost, která je zpravidla určována hmotností nakladače. Hmotnost nejmenších kolových nakladačů se pohybuje okolo 1 tuny, naopak ty největší často přesahují hmotnosti 50 tun. Ten největší, Le Tourneau L-2350, dokonce 262 tun. Tento stroj používá obrovskou čelní lžici, jež pojme 44 m³. Za provozu jej pohání dieselaagregát o výkonu 1715 kW. [25]



Obr. 32 Le tourneau L-2350

Vzhledem k použití existuje nespočet různých typů nakladačů. Nakladač může být zkonstruován pro specifický záměr, mezi tyto je možno zařadit lopatové nakladače, jež slouží především k manipulaci se sypkými a kusovitými materiály, anebo kolový nakladač může mít univerzálnější použití – s možností výměny lopaty za jiný pracovní nástroj.

4.1 Dapper 5000

Kolový nakladač Dapper 5000 podniku VOP CZ, s. p., který se specializuje především na vojenskou techniku, byl vyvinut jako multifunkční nakladač a nosič náradí. Důraz byl kladen především na univerzálnost použití a bezpečnost obsluhy.

Svémi rozměry se řadí do třídy nejmenších kolových nakladačů a tímto taky zajišťuje vysokou obratnost a dostupnost.

Největší výhodou je aplikace kloubového mechanismu řízení, který zajišťuje oproti smykem řízeným nakladačům ekonomičtější a ekologičtější provoz, zvyšuje jeho obratnost v těžkém terénu, redukuje škody na travnatých plochách (oproti nakladačům řízeným smykem) a snižuje opotřebení pneumatik.

Tab. 3 Základní parametry stroje Dapper 5000 [2]

Délka	2821 mm
Šířka	1270 mm
Výška s majákem	2301 mm
Hmotnost	1640 kg
Pneumatiky	26x12.00
Pohon	Hydrostatický náhon všech kol
Poloměr otáčení	1070 mm
Max. zvedací výška	2510-2630 mm
Max. hmotnost břemene	950 kg
Motor	Kubota V1505
Výkon	22.5 kW při 2600 1/min ⁻¹
Palivo	diesel
Max. rychlost	16 km/h
Pracovní hydraulika	Q=66 l/min, p _p =20 MPa

Stroj využívá hydrostatického pohonu všech kol, a to systém s jedním hydrogenerátorem a čtyřmi hydromotory umístěnými přímo do kol. Mezi hlavní přednosti tohoto systému patří širší možnosti kontroly trakce a distribuce točivého momentu na kola. Tento systém je blíže popsán v další kapitole.



Obr. 33 Dapper 5000 podniku VOP CZ, s.p. [26]

Díky univerzálnímu rychloupínači nabízí Dapper 5000 širokou škálu přídatných zařízení, která umožňují celoroční využití stroje. Je tak často využíván technickými službami měst, ve stavebnictví či zemědělství. Mezi možná přídatná zařízení patří:

- Univerzální lžíce
- Půdní vrták
- Podkop
- Paletizační vidle
- Vidle s přidržovačem
- Zametač BEMA
- Zametač na sníh
- Sněhová fréza
- Sněhová radlice
- Jednoosý vlek
- Sekačka na trávu
- Pařezová fréza
- Zimní sypač solí a další... [26]

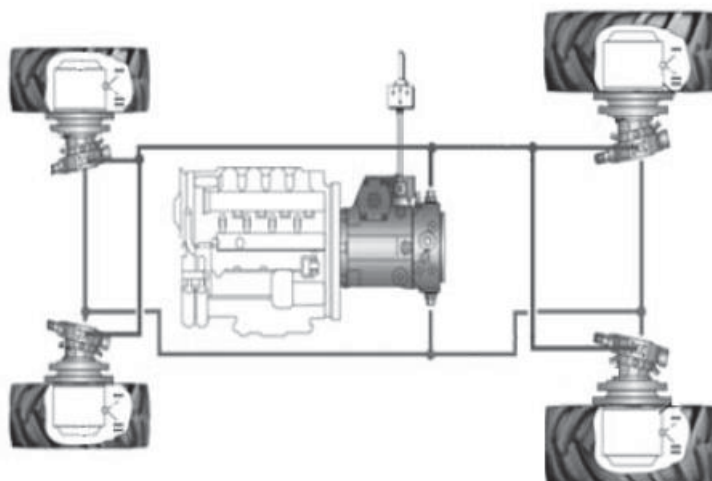
4.2 Hydraulické komponenty stroje Dapper 5000

Zdrojem kroutícího momentu tohoto stroje je dieselový agregát Kubota V1505 s výkonem 22.5 kW při 2600 1/min^{-1} . Kroutící moment tohoto motoru je dále přes rozvody distribuován do 2 separátních hydraulických obvodů. Jeden obvod má na starosti pohánět skupinu hydraulických přímočarých hydromotorů, které zajišťují pohyby a funkce mechanického ramene, tzv. „nástavby“. Druhý hydraulický obvod tvoří hydrostatický náhon všech kol zajišťující pohyb vozidla.

4.2.1 Hydrostatický pohon s hydromotory v kolech stroje

Systém pojezdu zajišťuje hydraulický okruh s jedním regulovaným hydrogenerátorem a čtyřmi hydromotory umístěnými v nábojích jednotlivých kol. Hydromotory jsou zde zapojené sériově-paralelně ve dvojicích. Mezi motory zapojenými mezi sebou sériově vzniká tlaková diference a je nutno ji kompenzovat hydraulickým blokem, jenž vyrovnává tlaky na obou motorech (tlakový kompenzátor) pro zachování stejné zátěže na všech kolech. Paralelní zapojení dvojic hydromotorů je zase nutno kompenzovat pro případ ztráty adheze na jednom z kol – děličem průtoku. Tyto hydraulické bloky jsou spínány elektrickým signálem z kabiny operátora – je možné je vypnout.

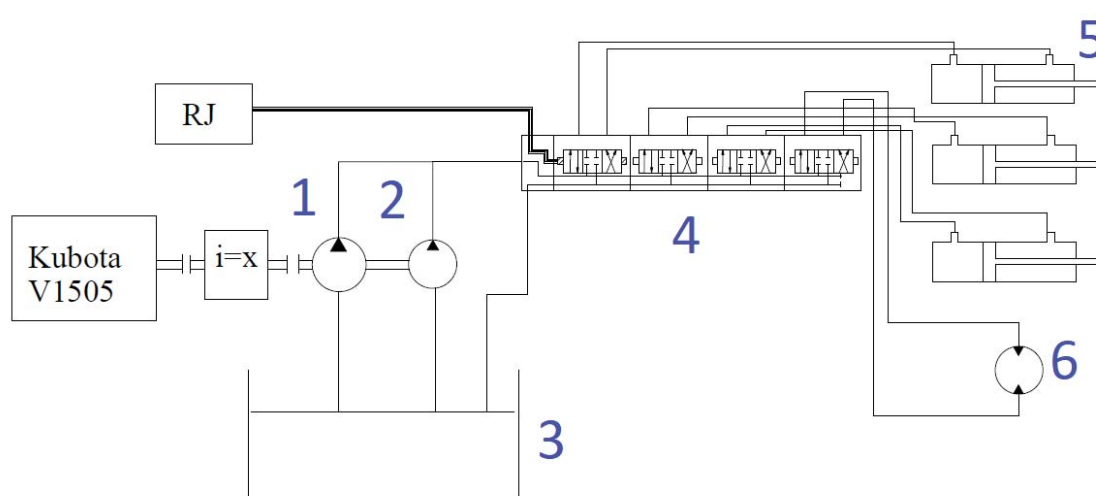
Plynulost a rychlost jízdy je řízena pomocí regulace hydrogenerátoru, jež je ovládána signálem z pedálu.



Obr. 34 Hydrostatický pohon s hydromotory v kolech stroje [27]

4.2.2 Hydraulický okruh nástavby

Na Obr. 35 níže je zobrazeno zjednodušené hydraulické schéma okruhu nástavby. Toto schéma bylo vytvořeno pro základní představu o principiálním fungování mechanického ramena. Diesellový motor Kubota V1505 pohání rozvodovým převodem hydrogenerátor (1), jenž je zdrojem hydraulického tlaku pro okruh nástavby. Paralelně s ním je k motoru zapojené druhý hydrogenerátor (2), který je spínán pro potřeby vyšších objemových průtoků pro přídatná zařízení. Tento hydrogenerátor je označován jako „tandemový“. Tyto hydrogenerátory jsou připojeny k olejové nádrži (3) pomocí trubic sání. Generovaný tlak v oleji je dále veden do hydraulického rozváděcího bloku (4), jenž je ovládán pomocí elektrických signálů z řídicí jednotky. Tento signál na základě příkazů operátora ovládají pohyby soustavy přímočarých hydromotorů (5), případně průtok do hydromotoru spotřebiče (6).



Obr. 35 Zjednodušené hydraulické schéma nástavby Dapper 5000

4.2.3 Funkce Paralelogramu pro mechanické rameno

Tato funkce se postupem času stala standardem pro kompaktní nakládací stroje. Jedná se o funkci vyrovnávání úhlu naklonění lžice (případně jiných zapojených zařízení). Cílem je dosáhnout stejné horizontální polohy lžice ve všech polohách elevace ramene. Tato funkce je velice příhodná pro manipulaci se sypkými materiály.

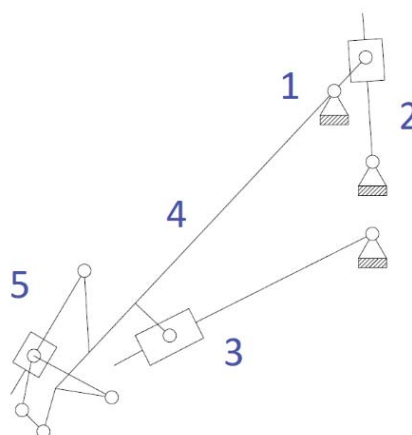


Obr. 36 Funkce paralelogramu, Dapper 5000 [26]

Realizovat tuto funkci je možno vícero způsoby. Jedním z nich je adekvátní návrh kinematiky ramene pomocí mechanických vazeb ramene. Další možnost je pomocí úpravy hydraulického okruhu, výhodou tohoto řešení je možnost tuto funkci spínat. [27] U stroje Dapper je realizována hydraulická varianta.



Obr. 37 Zjednodušený 3D model ramene



Obr. 38 Kinematika ramene

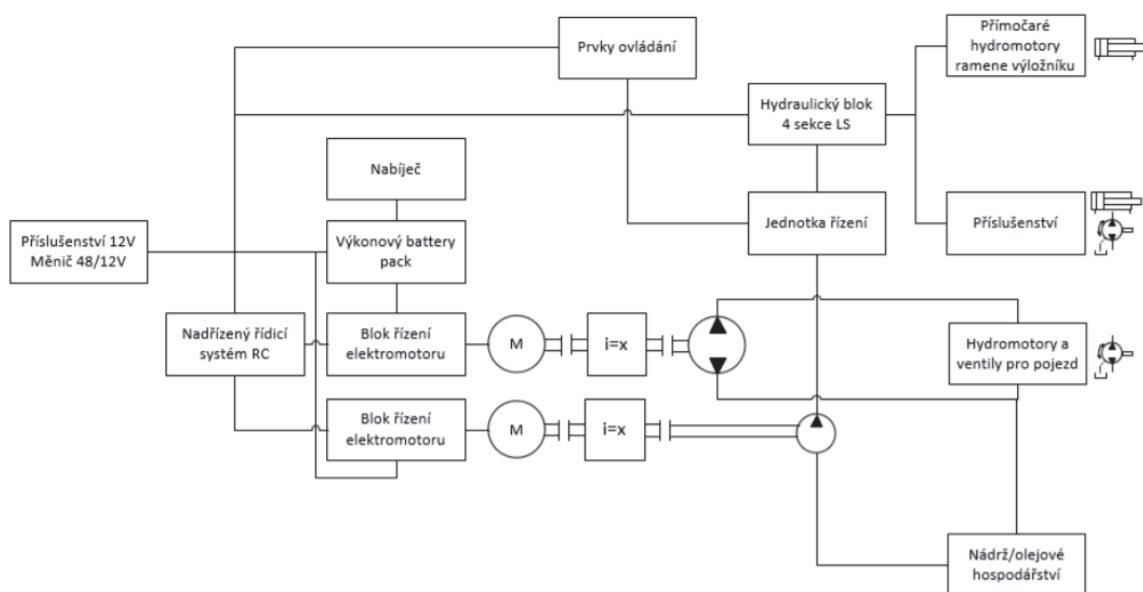
Na Obr. 37 a Obr. 38 je znázorněn principi funkce paralelogramu. Udržování stejného úhlu naklonění lžice je v tomto případě realizováno skrze přímočarý hydromotor paralelogramu (2), v další části práce označován jako HV P, umístěného za osu rotace ramene (1) do protipohybu. Přímočarý hydromotor, jež ovládá natočení lžice (HV 3) (5), je propojen hydraulicky s již zmíněným přímočarým hydromotorem paralelogramu (HV P). Ten je při vysouvání přímočarého hydromotoru (HV 1) (3), který ovládá elevaci tělesa ramene (4), stlačován a mění tak vnitřní geometrický objem a vhání tak olej do HV P (5) a ten svým pohybem vyrovnává úhel natočení lžice během pohybu ramene. Geometrie přímočarého hydromotoru HV P se tedy odvíjí od kinematiky a geometrie samotného ramene.

4.3 Koncept 0EWL

Tato práce byla vypracována v souvislosti s projektem „Výzkum a vývoj elektrického pohonu kolového nakladače“ společnosti Bosch Rexroth, spol. s.r.o., ve spolupráci s VUT. Součástí tohoto projektu bylo vytvoření Konceptu 0EWL, který konstrukčně vychází ze stroje Dapper 5000 podniku VOP CZ, s.p. V této práci jsou prezentovány modely popisující chování tohoto konceptu a jsou srovnány s měřeními na realizovaném Konceptu 0EWL.

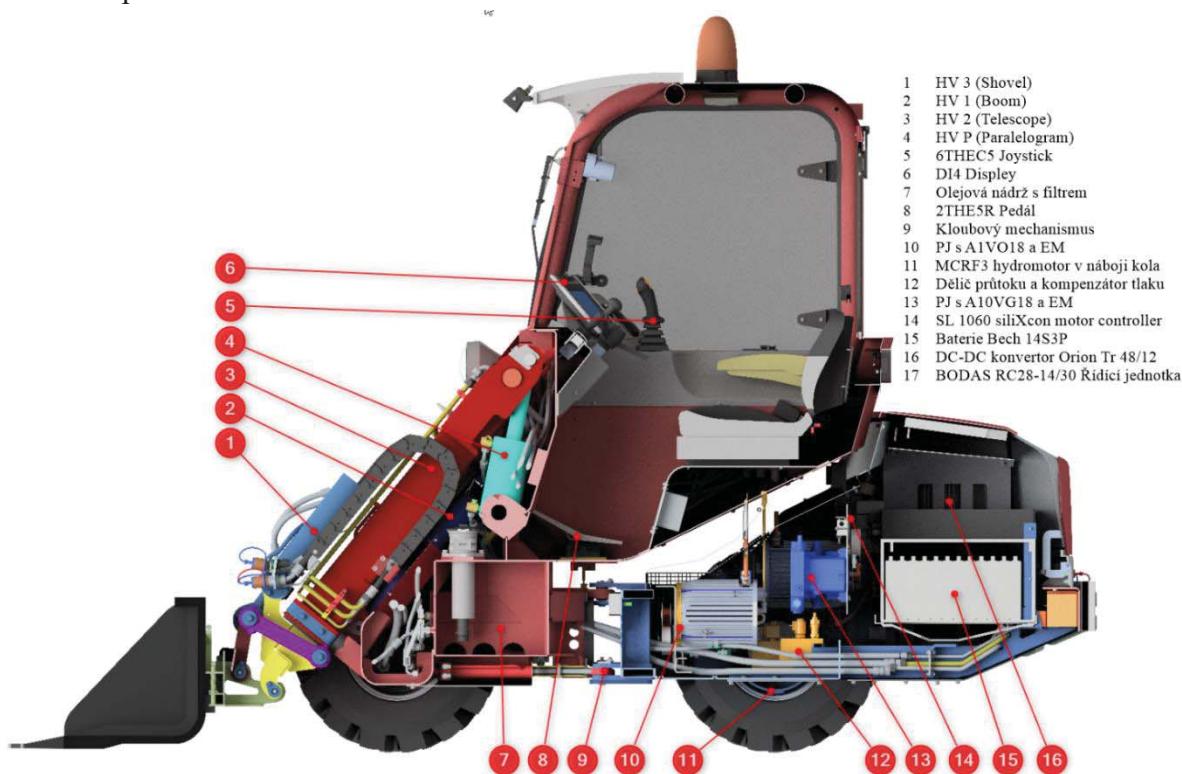
Myšlenkou tohoto konceptu je použití konstrukce stroje Dapper 5000 včetně mechanického ramene a náhrada dieselového pohonu za elektrický. Podnik VOP CZ, s.p., dodal ocelovou kostru stroje včetně mechanického ramene, jehož funkce nebyly nijak upraveny. Do této konstrukce byly následovně umístěny komponenty elektricko-hydraulického pohonu stroje.

Na Obr. 39 je znázorněno logické uspořádání komponent Konceptu 0EWL. Zdrojem energie je výkonový „battery pack“, jenž napájí dvojici elektromotorů – jeden elektromotor pro každý hydraulický okruh. Bude tak zachován obdobný hydraulický systém, jenž využívá Dapper 5000.



Obr. 39 Logické uspořádání komponent na 0EWL [28]

Na Obr. 40 je znázorněno rozmístění klíčových komponent Konceptu 0EWL. Tyto součásti stroje budou v následujících kapitolách blíže popsány, a především budou vytvořeny subsystemy matematického modelu jež by měly charakterizovat chování těchto komponent.



Obr. 40 Koncept 0EWL

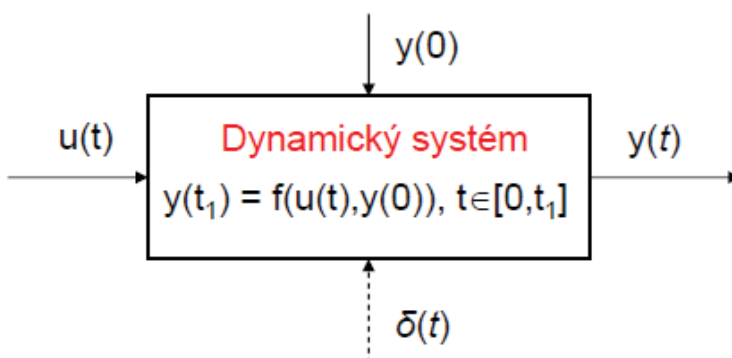
5 MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ

Matematické modelování je v posledních letech neodmyslitelnou částí výzkumných procesů v oblasti stavebních strojů a jiných průmyslových aplikací. Na základě vytvořeného modelu je možno ověřovat principiální myšlenky konceptů zařízení, aniž by byl stroj reálně vytvořen. Tvorba modelu je ovšem komplexní záležitostí a jeho přesnost je limitována dostupnými informacemi a softwarem.

V první řadě je nutné definovat tyto pojmy:

Systém – je to množina prvků a jejich vazeb, která jako celek vykazuje určité vlastnosti. Systém má vlastní strukturu – uspořádání systému vyjádřenými vzájemnými vazbami a interakcí s okolím. Je definován člověkem. Do systému vstupuje nezávislá proměnná veličina, jež nazýváme vstupní ($u(t)$). Vzbuzuje odezvu systému a reprezentuje působení okolí na systém. Ze systému vystupuje výstupní veličina ($y(t)$), závisle proměnná veličina, reprezentující odezvu systému a jeho působení na okolí. V případě **dynamického systému** se jedná o systém závislý na jednotce času. Dochází ke změně jeho parametrů vzhledem k časové ose. V technice rozlišujeme především tyto typy dynamických systémů [29]:

- a) Mechanický
- b) Elektrický
- c) Hydraulický
- d) Tepelný



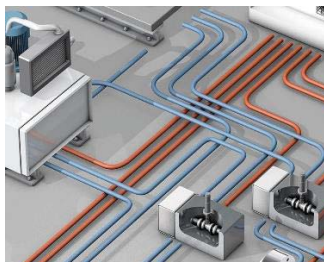
Obr. 41 Dynamický systém a jeho veličiny [30]



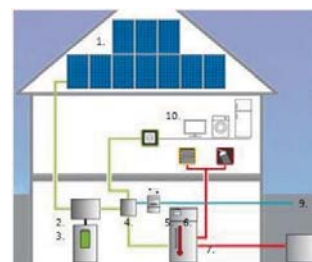
a.



b.



c.



d.

Obr. 42 Ukázky jednotlivých typů dynamických systémů

Modelování, model – Modelování představuje experimentální proces, při němž se zkoumanému objektu přisuzuje fyzický anebo abstraktní model podle jednoznačných kritérií [31]. Abstraktní model je tvořen nehmotným systémem, představou nebo grafickým vyjádřením popisujícím zkoumaný systém. Mezi abstraktní modely řadíme matematické modely, které pro popis systému používají vztahy a rovnice. Při použití programovacích prostředků se pak jedná o model simulační.

Simulace – napodobení dějů probíhajících v reálném objektu (stroji) jenž je zkoumán. Simulacemi nerozumíme pouze výpočty řešení modelu, ale také jejich analýzu, případně ověření správnosti modelu a jeho realizace (verifikace modelu). [29]

Modelování systému reprezentující reálné stroje pomocí abstraktních modelů je často stěžejní pro vývoj, návrh a testování nových konceptů. Během tohoto procesu nehrozí žádné materiální škody ani žádné bezpečnostní riziko při vystavení modelu extrémním podmínkám. Z těchto důvodů je simulace často využívána k navrhovacím a ověřovacím procesům.

V posledních letech vznikla řada programovacích prostředí zaměřených pro modelovací/simulační účely. Mezi ně můžeme řadit tyto:

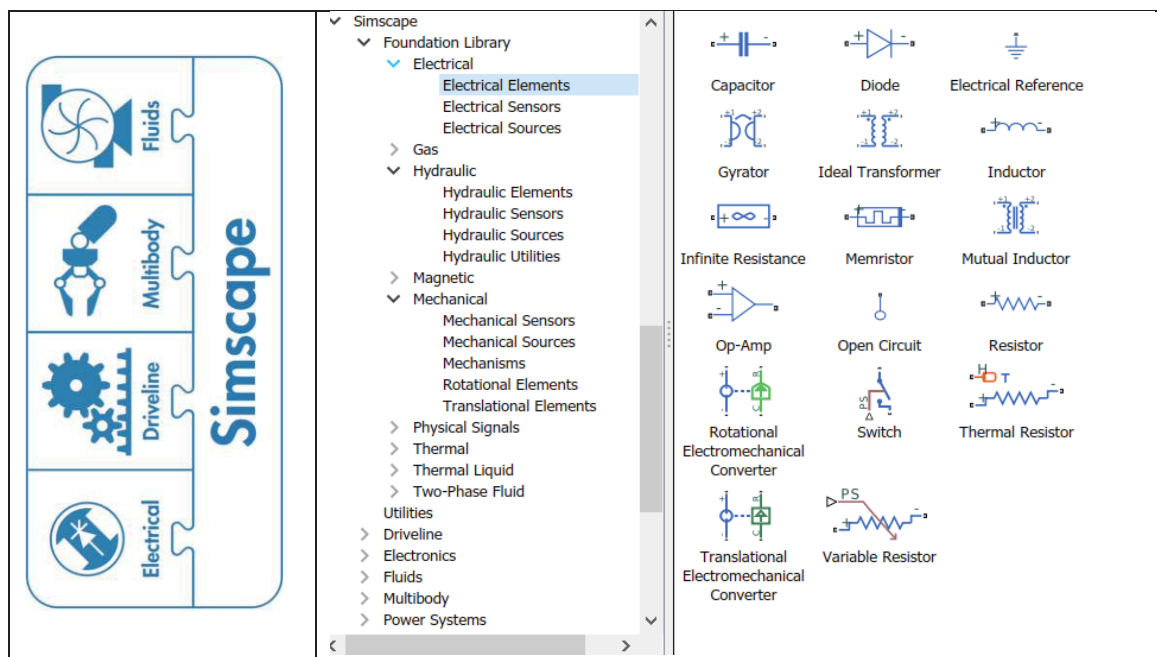
- OMEGON FLUID TECHNOLOGY 2
- Simcenter Amesim
- Automation Studio
- Matlab SIMULINK

Prostředí Matlab SIMULINK Simscape

Modelování je obecně komplexní záležitostí a vyžaduje dostatečnou znalost principů funkce, a především detailní data popisující danou komponentu. Existuje více možných přístupů tvorby matematických modelů. Jednou z možností je popis dané části stroje diferenciálními rovnicemi, které vyjadřují fyzikální procesy související s danou komponentou. Parametry fyzikálních veličin se ukládají do proměnných a vzájemně se ovlivňují v čase na základě vytvořených diferenciálních rovnic. Je nutné znát počáteční hodnoty sledovaných parametrů a přesné závislosti mezi nimi. Ty mohou vycházet z obecně známých fyzikálních zákonů anebo experimentálních měření provedených na komponentě. Tato metoda je vhodná pro jednodušší součásti s dobrou znalostí vnitřních procesů. [32]

Další možností je tvoření modelů jako blokových schémat z prvků připravených v knihovnách. Tyto prvky, jež formou bloku reprezentují balíček diferenciálních rovnic, jsou mezi sebou spojovány a tvoří jeden logický celek. Spojovány jsou proměnné, které vzájemně ovlivňují subsystémy celého modelu. Vzniká interakce podobná reálné interakci stroje či součástí, kde jedna fyzikální veličina působí na jinou.


Tyto bloky je nutné nadefinovat parametry dle známých hodnot reálné komponenty anebo je vhodně aproximovat na základě získaných znalostí systému.



Obr. 43 SIMULINK Simscape [33]

V této práci je čerpáno především z knihoven Simscape, které se specializují na tvorbu bloků popisujících většinu základních součástek, jež se běžně používají v různých technických prostředích. Jejich použití je kompatibilní s jinými knihovnami a nabízí širokou paletu doplňků pro propojení s jinými simulačními či modelovacími programy.

Tab. 4 Příklad bloku kapacitoru v prostředí SIMULINK Simscape [33]



<p>Schématická značka kapacitoru (Simscape):</p>  <p>Popis rovnicí:</p> $I = C \frac{dU}{dt},$ <p>Kde:</p> <p>I ... Proud [A] U ... Napětí [V] C ... Kapacita [F] t ... čas [s]</p>	<p>Popis bloku kapacitoru v prostředí SIMULINK:</p> <pre> parameters c = { 1e-6, 'F' }; % Capacitance r = { 1e-6, 'Ohm' }; % Series resistance g = { 0, '1/Ohm' }; % Parallel conductance end variables vc = {value = { 0, 'V' }, priority = priority.high}; % Capacitor voltage end equations assert(c>0) assert(g>=0) assert(isfinite(g)) assert(r>=0) assert(isfinite(r)) v == i*r + vc; i == c*vc.der + g*vc; end </pre>
---	---

6 TVORBA FUNKČNÍCH SUBSYSTÉMŮ STĚŽEJNÍCH KOMPONENT KONCEPTU 0EWL

6.1 Model hydrogenerátoru

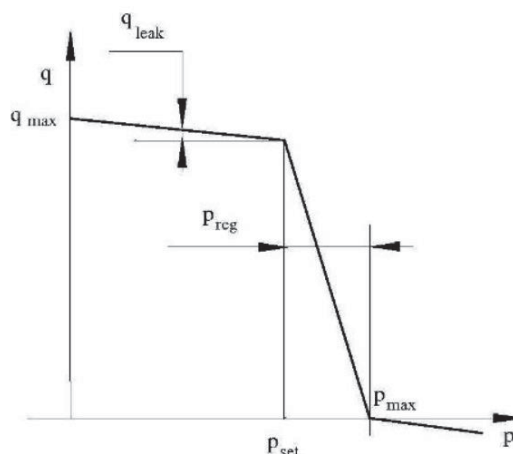
Pro Koncept 0EWL jsou použity 2 hydrogenerátory jako separátní pohon nástavby a pojezdu. Pohon nástavby zajišťuje hydraulickou energii pro mechanické rameno a řídicí válce kloubového mechanismu. Je připojen k otevřenému okruhu a nese označení hydrogenerátoru A1VO18. Pro hydrostatický pohon pojezdu byl vybrán hydrogenerátor A10VG28 s vnitřním plnicím HG, jež je připojen k uzavřenému okruhu. Oba hydrogenerátory mají funkci tlakové kompenzace a variabilní geometrický výtlač. V obou případech se jedná o typ axiálního pístového hydrogenerátoru.

Tab. 5 Dvojice použitých hydrogenerátorů a vybrané parametry [5]

A1VO18		A10VG28	
			
Geometrický výtlač V_{gmax} (za otáčku)	18 cm ³	Geometrický výtlač V_{gmax} (za otáčku)	28 cm ³
Max. otáčky n_{max}	3300 min ⁻¹	Max. otáčky n_{max}	3900 min ⁻¹
Max. průtok Q_{max}	59 l/min	Max. průtok Q_{max}	109 l/min
Výkon při $p=25\text{ MPa}$	25 kW	Výkon při $p=30\text{ MPa}$	54,6 kW
Toč. Moment při $p=25\text{ MPa}$ a V_{gmax}	72 Nm	Toč. Moment při $p=30\text{ MPa}$ a V_{gmax}	134 Nm
Moment setrvačnosti hřídele	0,00068 kgm ²	Moment setrvačnosti hřídele	0,04 kgm ²

Principy funkce hydrogenerátorů byly vysvětleny v kap.2.3. Tyto HG jsou ovšem navíc vybaveny systémem tlakové kompenzace. Jedná se o systém regulace výstupního tlaku hydrogenerátoru. V případě dosažení zvoleného tlakového maxima p_{set} je přetlakový ventil aktivován a odklání část kapaliny mimo hydraulický okruh tak, aby hodnota tlaku v okruhu nepřesáhla tlakové maximum p_{max} . Rozsah této regulované oblasti tlaků je

označen jako p_{reg} . Může dojít až k úplnému omezení průtoku ve výstupním portu hydrogenerátoru. Tento mechanismus je zobrazen na následujícím grafu:



Obr. 44 Tlaková kompenzace hydrogenerátoru [33]

Matematický model takového hydrogenerátoru existuje v knihovně Simscape jako *Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump* a je tvořen soustavou následujících rovnic [33]:

$$T = \frac{D \cdot p}{\eta_{mech}}, \quad (22)$$

$$D = \begin{cases} D_{max} & \text{pro } p \leq p_{set} \\ D_{max} - K(p - p_{set}) & \text{pro } p_{set} < p < p_{max} \\ 0 & \text{pro } p \geq p_{max} \end{cases}, \quad (23)$$

$$p_{max} = p_{set} + p_{reg}, \quad (24)$$

$$K = \frac{D_{max}}{p_{max} - p_{set}}, \quad (25)$$

$$k_{leak} = \frac{k_{HP}}{v \cdot \rho}, \quad (26)$$

$$k_{HP} = \frac{D_{max} \cdot \omega_{nom}(1 - \eta_v) \cdot v_{nom} \cdot \rho_{nom}}{p_{nom}}, \quad (27)$$

$$p = p_p + p_T. \quad (28)$$

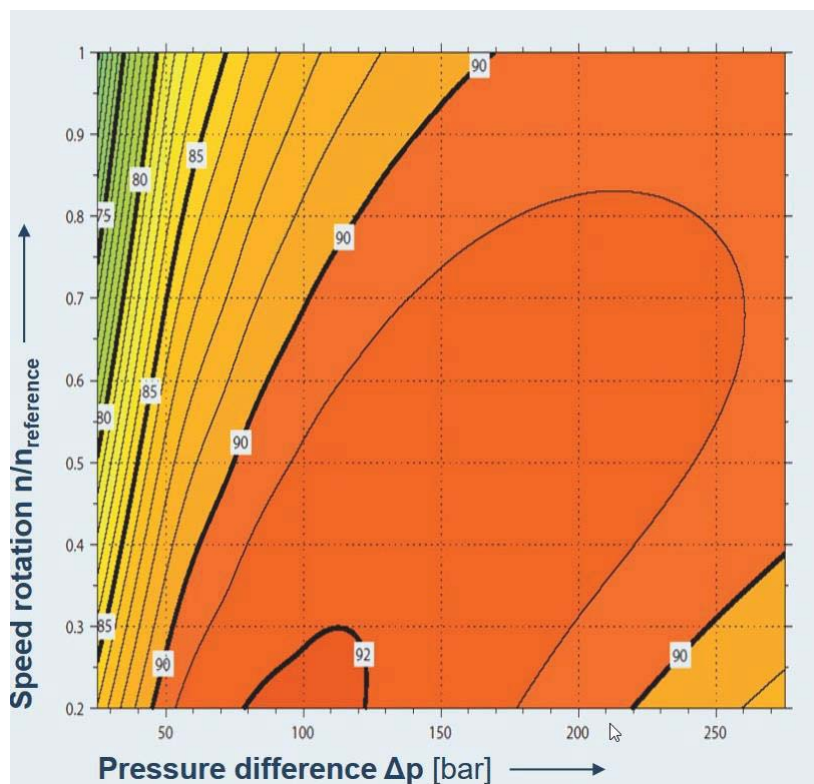
Kde

q	...	Výtlak HG
p	...	Rozdíl tlaků mezi výstupy HG
p_p, p_T	...	Tlaky ve výstupních bodech
D	...	Okamžitý geometrický výtlak HG
D_{max}	...	Maximální geometrický výtlak HG
p_{set}	...	Reakční tlak nastavení HG
p_{max}	...	Maximální tlak, při kterém je výtlak HG roven 0
T	...	Točivý moment hřídele HG

ω	...	Úhlová rychlost otáčení hřídele HG
k_{leak}	...	Únikový koeficient
k_{HP}	...	Hagen-Poiseuille koeficient
η_v	...	Objemová účinnost HG
η_{mech}	...	Mechanická účinnost HG
ν	...	Kinematická viskozita kapaliny
ρ	...	Hustota kapaliny
ρ_{nom}	...	Nominální hustota kapaliny
p_{nom}	...	Nominální tlak HG
ω_{nom}	...	Nominální úhlová rychlost otáčení hřídele HG
ν_{nom}	...	Nominální kinematická viskozita kapaliny

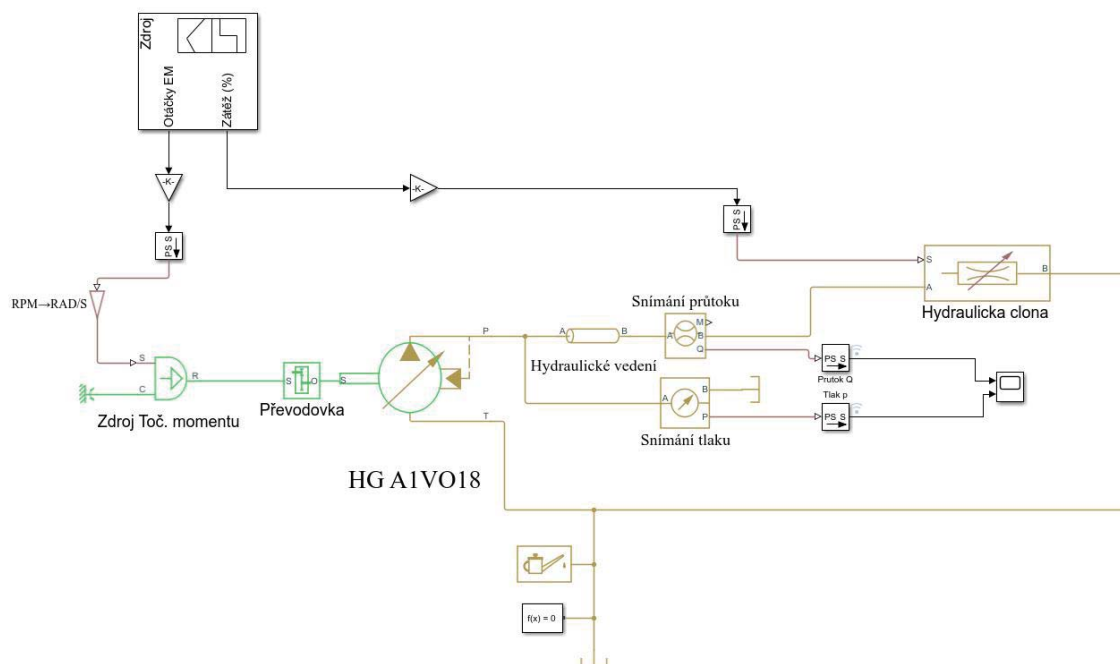
Kalibrace modelu

Výše zmíněný model byl doplněn o hodnoty parametrů hydrogenerátoru z katalogových listů udávaných výrobcem. Ty neobsahovaly hodnoty účinnosti obou hydrogenerátorů. Dostupná byla pouze tzv. mapa účinností pro hydrogenerátor z řady AIVO, ale s vyšším geometrickým výtlačkem. Vzhledem k identické konstrukci lze považovat účinnosti těchto hydrogenerátorů za srovnatelnou.



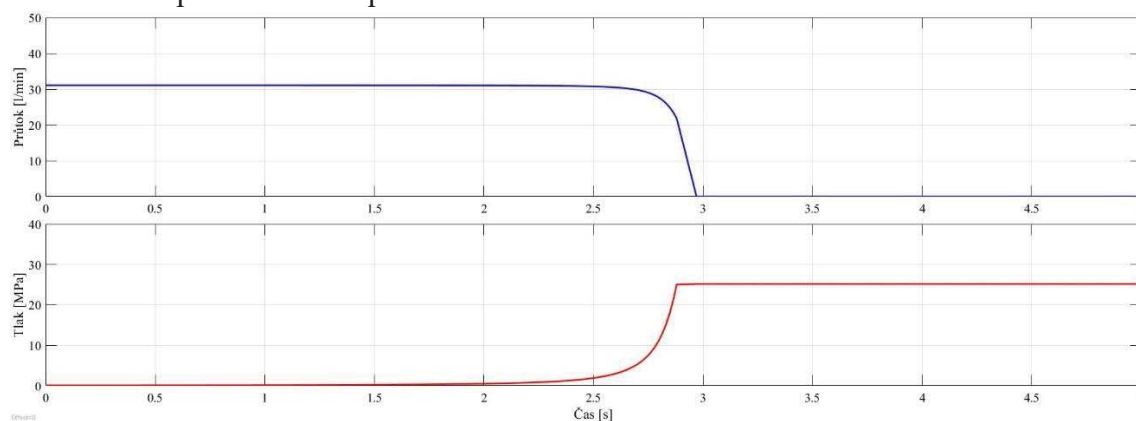
Obr. 45 Mapa účinností pro AIVO35 [5]

Pro kalibraci a ověření funkce matematického modelu byl vytvořen zatěžovací model čerpadla clonou. Tento model obsahuje zdroj otáčivého momentu, který přes řemenový převod pohání hydrogenerátor AIVO18, k jehož výstupům je připojena pomocí hydraulického vedení říditelná hydraulická clona.



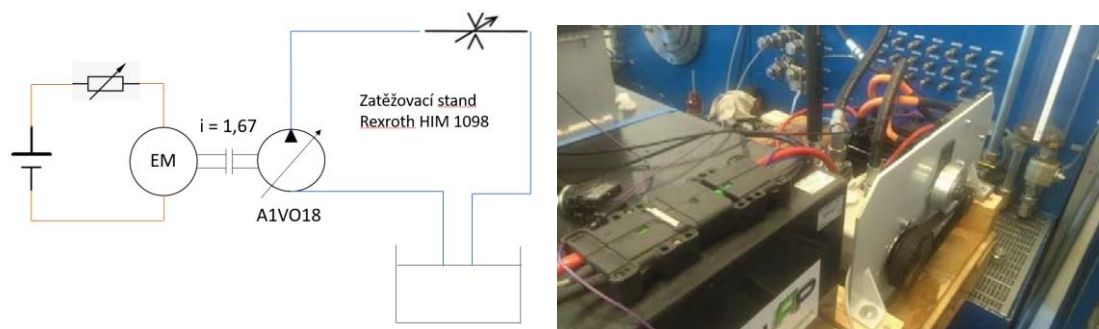
Obr. 46 Kalibrační model HG A1VO18

Tento model byl podroben simulaci pro ověření funkce HG a jeho tlakové kompenzace. Zatížení hydraulickou clonou s časem stoupá až do úplného uzavření clony, otáčky elektromotoru jsou po celou dobu konstantní $n_{em} = 3000 \text{ min}^{-1}$, účinnost $\eta_{cA1VO18} = 0,9$. Nastavené hodnoty tlaku byly $p_{max} = 25 \text{ MPa}$ a $p_{reg} = 1 \text{ MPa}$. Během simulace je zaznamenán průběh tlaku a průtoku:



Obr. 47 Průběh simulace s A1VO18

Bylo také provedeno základní měření výkonové charakteristiky obou hydrogenerátorů. Toto měření bylo provedeno za účelem kalibrace modelu a také k ověření funkce navržené koncepce pohonné jednotky stroje, jež byla tvořena elektrickým BLDC motorem a hydrogenerátory. Přesný popis metodiky měření a výsledků byly zveřejněny ve zprávě k projektu 0EWL [34].

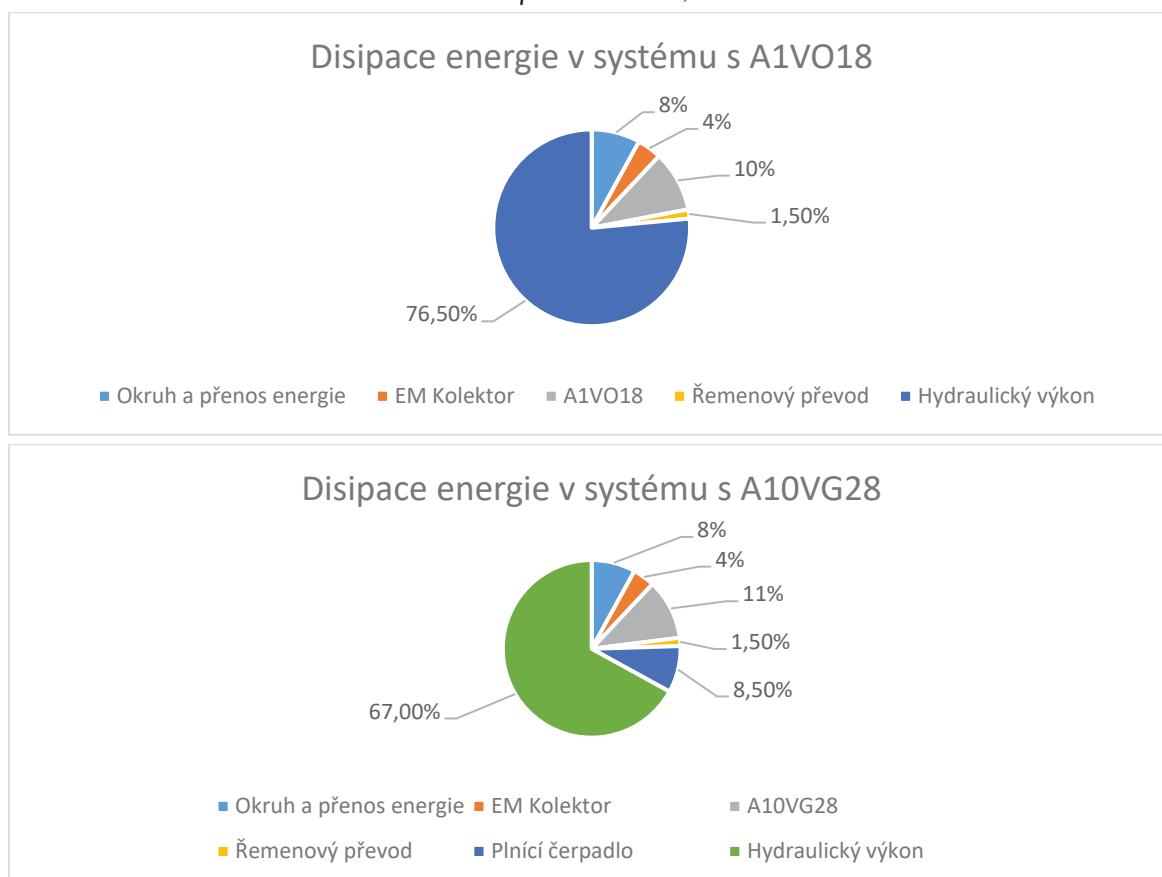


Obr. 48 Testovací zapojení s A1VO18 (A10VG28)

Výsledkem těchto měření bylo zjištění hodnot účinnosti hydrogenerátoru A10VG28 a strukturu disipace energie skrz systém v obou případech. Výsledné experimentální účinnosti HG jsou rovny:

$$\eta_{cA1VO18} = 90 \%$$

$$\eta_{cA10VG28} = 80,5\%$$

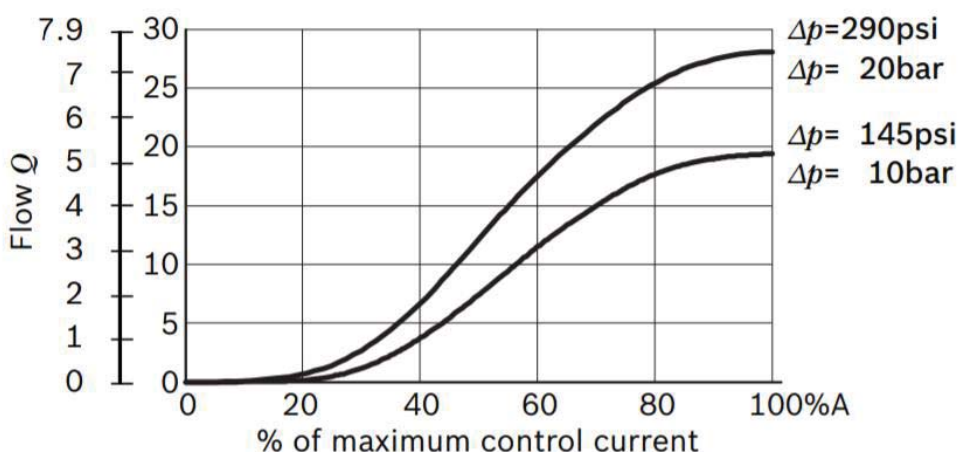


Obr. 49 Disipace energie hydrogenerátorů A1VO18 a A10VG28 [34]

6.2 Model hydraulického rozvaděče

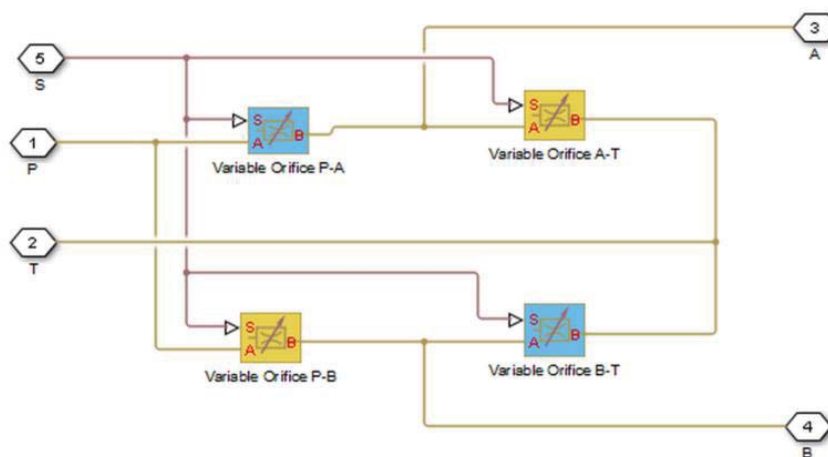
Hydraulický rozvaděč má za úkol distribuci pracovního média do spotřebičů. V případě Konceptu 0EWL se jedná o trojici přímočarých hydromotorů, jež pohánějí mechanické rameno stroje. Byly zvoleny čtyřcestné sekce rozvaděče s uzavřenými středy a s proporcionálním ovládáním solenoidových cívek, které pohybují šoupátkem rozvaděče. Jednotlivé sekce čítají vždy 4 porty: dvojice vstupních P, T a dvojice výstupních A, B. Dle pozice šoupátka jsou spojeny porty P-A a B-T anebo P-B a A-T, případně ve výchozí pozici šoupátka jsou všechny porty neprůchozí a kapalina jimi neproudí.

Z pohledu matematického modelu je stěžejní charakteristika průtoku skrze jednotlivé porty rozvaděče a jejich odezva na spotřebič. Je zvykem výrobců uvádět charakteristické křivky průtoku daného rozvaděče v závislosti na vychýlení šoupátka. Tato data je vhodné tedy využít ke kalibraci modelu.



Obr. 50 Průtoková charakteristika použitého rozvaděče L8080B2 firmy Rexroth [5]

Knihovna Simscape nabízí řadu základních typů rozvaděčů, především s uzavřeným a otevřeným středem. V případě použití Load-Sensing anebo speciálních (např. LUDV) je nutné si vytvořit individuální model. Každou kombinaci průtokových cest je vhodné popisovat jako řízené škrcení v závislosti na pozici šoupátka.



Obr. 51 Vnitřní struktura rozvaděče v modelu

Parametrizovat tuto průtokovou charakteristiku lze v SIMULINKU třemi způsoby. Je nutné definovat následující parametry:

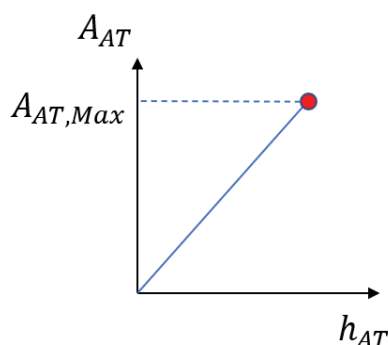
Maximální plocha ventilu $A_{AT,Max} [m^2]$ je maximální průtočná plocha mezi jednotlivými porty

Maximální otevření ventilu $h_{AT,Max} [m]$ je mezní poloha šoupátka v rozvaděči

Aktuální plocha ventilu $A_{AT} [m^2]$ je aktuální průtočná plocha mezi jednotlivými porty

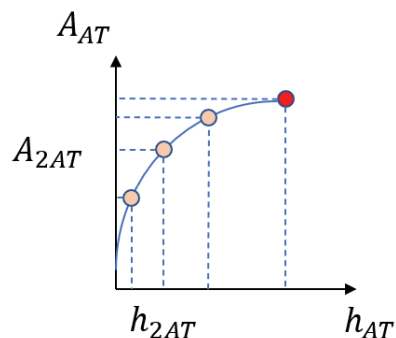
Aktuální otevření ventilu $h_{AT} [m]$ je aktuální poloha šoupátka v rozvaděči

První způsob, **Maximum area and opening**, je pomocí definice pouze 2 hodnot a to $A_{AT,Max}$ a $h_{AT,Max}$. Přechod mezi nulovým počátečním stavem a koncovým je předpokládán jako lineární:



$$A_{AT} = \frac{A_{AT,Max}}{h_{AT,Max}} h_{AT} \quad (29)$$

Area vs. opening table je poměrně složitější metoda. Spočívá v definici parametrů jako 1-D matice s libovolným počtem bodů mezi výchozím (nulovým) stavem a stavem koncovým (maximálním).

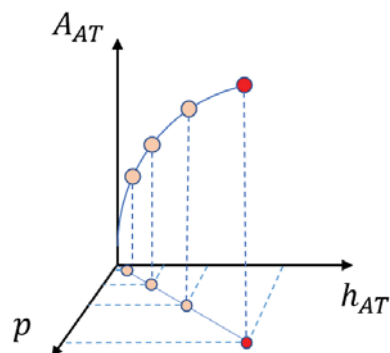


$$A_{AT} = \frac{A_{iAT}}{h_{iAT}} h_{AT} \quad (30)$$

$$A_{iAT} = [A_{0AT}, A_{1AT}, \dots, A_{iAT}]$$

$$h_{iAT} = [h_{0AT}, h_{1AT}, \dots, h_{iAT}]$$

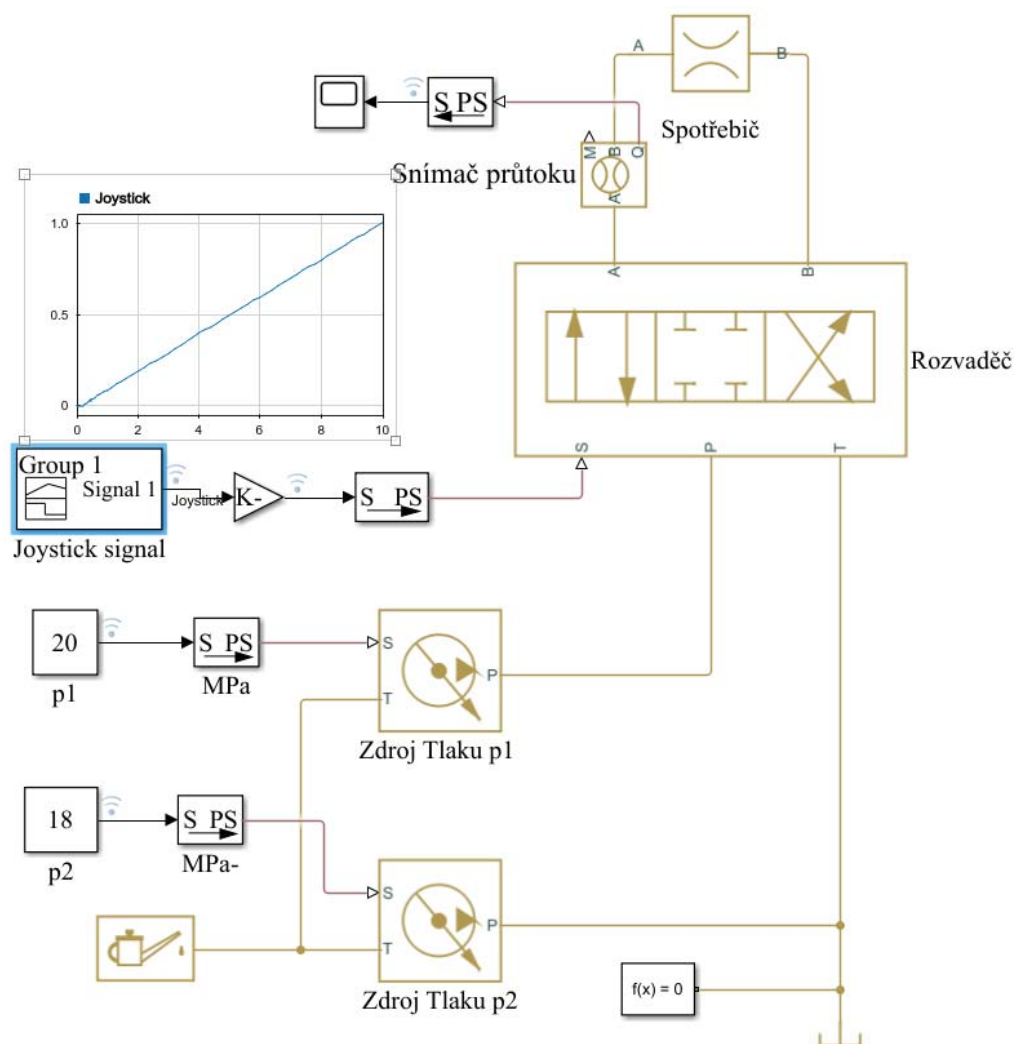
Pressure-flow characteristic předpokládá důkladnou znalost tlakově-průtokové charakteristiky. Každý bod je tedy definován v závislosti na aktuálním tlaku a poloze šoupátka. Tímto je model velice přesný, nicméně závislosti průtoku na tlaku výrobci zpravidla neudávají a je obtížné je získat.



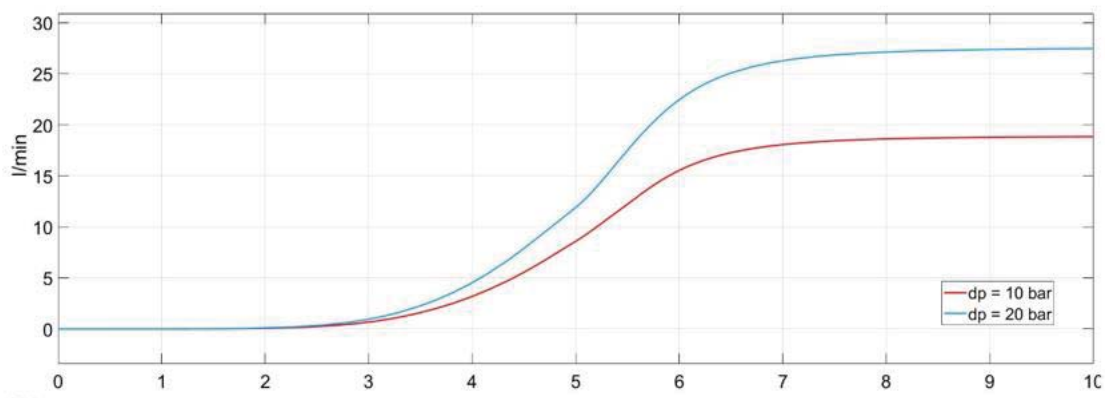
$$A_{AT} = \frac{A_{iAT}}{h_{iAT}} \quad (31)$$

$$q = f(A_{AT}, p) \quad (32)$$

Vzhledem k dostupným informacím o průtokové charakteristice rozvaděče byla zvolena metoda popisu průtoku **Area vs. opening table**. Byl vytvořen kalibrační model jedné sekce rozvaděče. Katalogový list výrobce uvádí pouze výstupní závislost průtoku na signálu vedoucího na ovládací solenoid bloku rozvaděče. Proto bylo nutné parametry intuitivně odhadnout, dokud nebylo dosaženo uspokojivého výsledku. Alternativním řešením je využít funkce *Parameter Estimation*, jak se ale ukázalo, nebylo to nutné. Na Obr. 50 jsou zobrazeny 2 křivky pro tlakový rozdíl na vstupech rozvaděče $dp = 1 \text{ MPa}$, 2 MPa (10 bar , 20 bar) a na Obr. 53 výsledek simulace po vyladění parametrů A_{AT} a h_{AT} . Důležitá je shoda v tvaru křivky, ale taky v dosažené hodnotě maximálního průtoku.



Obr. 52 Kalibrační model bloku rozvaděče



Obr. 53 Kalibrační simulace bloku rozvaděče (10 bar = 1MPa)

6.3 Model BLDC elektromotoru

Elektromotor v Konceptu 0EWL slouží k pohánění hydrogenerátorů a je hlavním výkonovým členem. Jeho výstupem je točivý účinek na výstupní hřídeli motoru a je napájen elektrickou energií z akumulátoru. Pro jeho řízení jsou použity měniče společnosti siliXcon. Jejich katalogové charakteristiky jsou zobrazeny v Tab. 6.

Tab. 6 Parametry elektromotoru a jeho měniče [35] [36]

Kolektor BL 180/90



siliXcon SL 1060

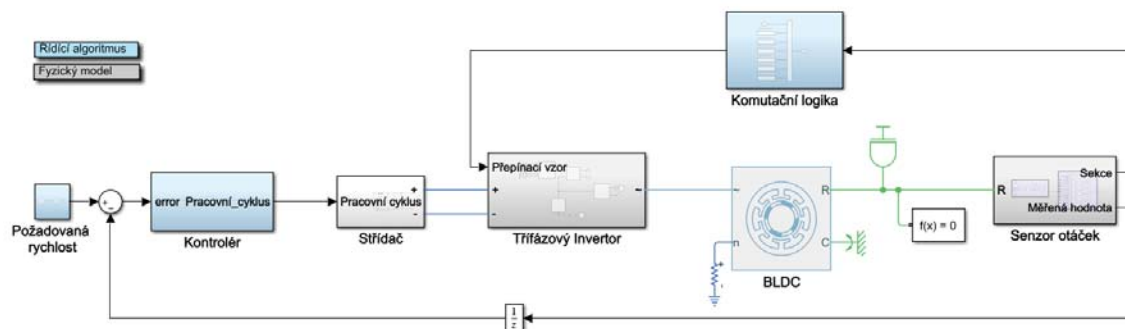


Nominální napětí	48 V DC	Pracovní napěťový rozsah	18-84 V DC
Počet pólů	4	Nominální napětí	72 V DC
Nominální otáčky	3000 min ⁻¹	Nominální výkon (60 min)	24,5 kW
Max. Toč. Moment (2 min)	64 Nm	Nominální proud	340 A
Nominální Toč. Moment	40 Nm	Špičkový výkon (10 sec)	36 kW
Špičkový výkon	20 kW	Špičkový proud (10 sec)	500 A
Nominální výkon	12 kW	PWM frekvence	20 kHz
EMF konstanta	15,9 mV	Disipace energie	300 W

Knihovna Simscape Electrical nabízí spoustu možností, jak vymodelovat BLDC motor. Základem je model značený jako BLDC, který reprezentuje rotor a stator motoru a jeho výstupem je rotační účinek na výstupní hřídel. Tento blok sám o sobě je nefunkční a je nutné jej napojit ke střídavému komutovanému napětí. Pro komutování používáme signál ze snímače otáček, jenž je umístěný na výstupní hřídel.

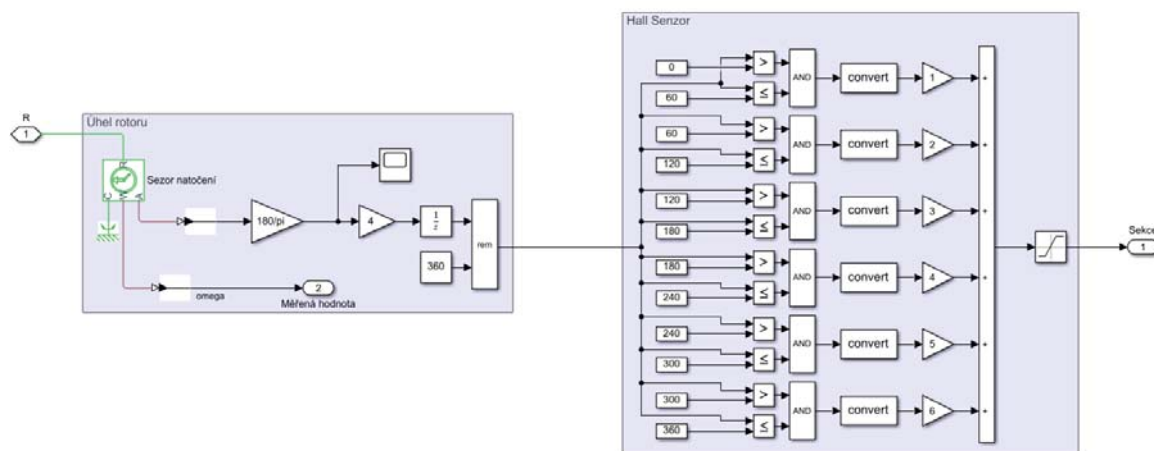
Vstupem do měniče elektromotoru je *Požadovaná rychlost*, její hodnotu určuje operátor stroje, respektive řídící jednotka, která zpracuje příkaz operátora z pedálu, joysticku, ručního plynu anebo jiné řídící funkce. Od hodnoty požadované rychlosti odečítáme aktuální hodnotu výstupní rychlosti z motoru a dostáváme tak rozdíl, který musí elektromotor kompenzovat. Toto je realizováno PI regulátorem v měniči siliXcon (v některých případech se používá PID regulátor, ale PI zpravidla vystačí).

Ten na základě aktuálního rozdílu vysílá impulzy s hodnotami 0 anebo 1 do třífázového invertoru. Tato část byla v modelu nazvána jako *Střídač* a jeho výstupem je modulární napětí proudící do *Třífázového invertoru*, který na základě komutační logiky a aktuální polohy rotoru ze senzoru otáček (polohy) udává aktuální hodnotu proudu a napětí jednotlivým fázím a realizuje tak komutované střídavé napětí. Celý model je schématicky znázorněn na Obr. 54, modře zbarvené bloky představují řídicí algoritmus a zbylé bloky fyzický model měniče a BLDC motoru.



Obr. 54 Model BLDC motoru s měničem a komutační logikou

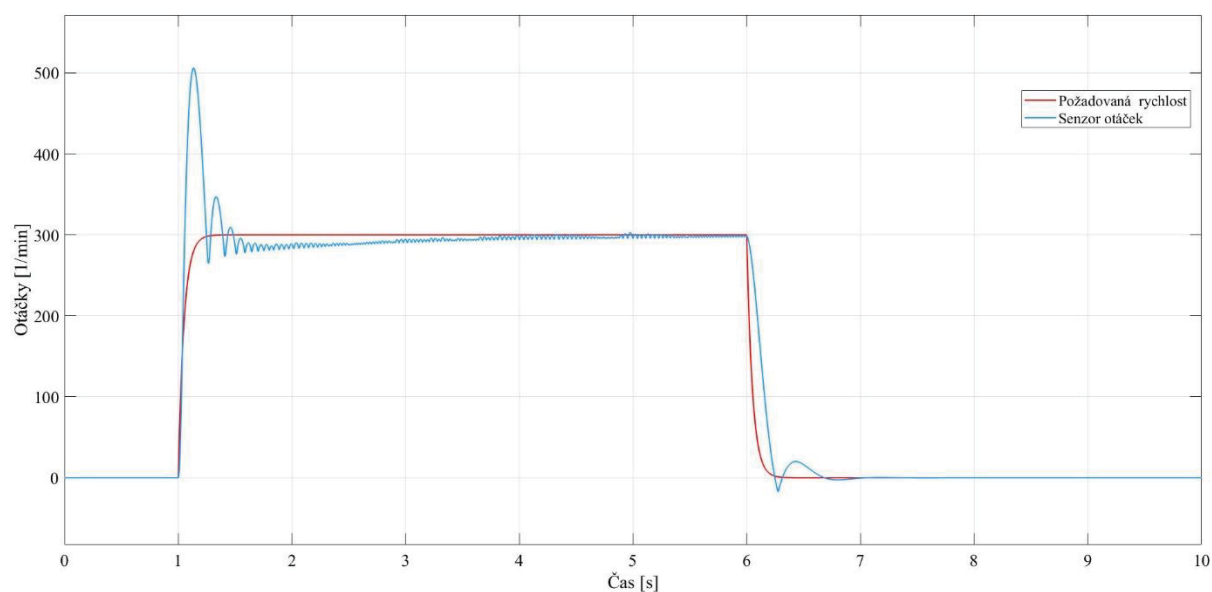
Snímání polohy je realizováno šesticí senzorů pracujících na Hallovém efektu, na základě jejich výstupů je vyhodnocena *Sekce* ve které se aktuálně rotor nachází a vysílá se signál do měniče.



Obr. 55 Hall senzory a rozdělení polohy do sekci

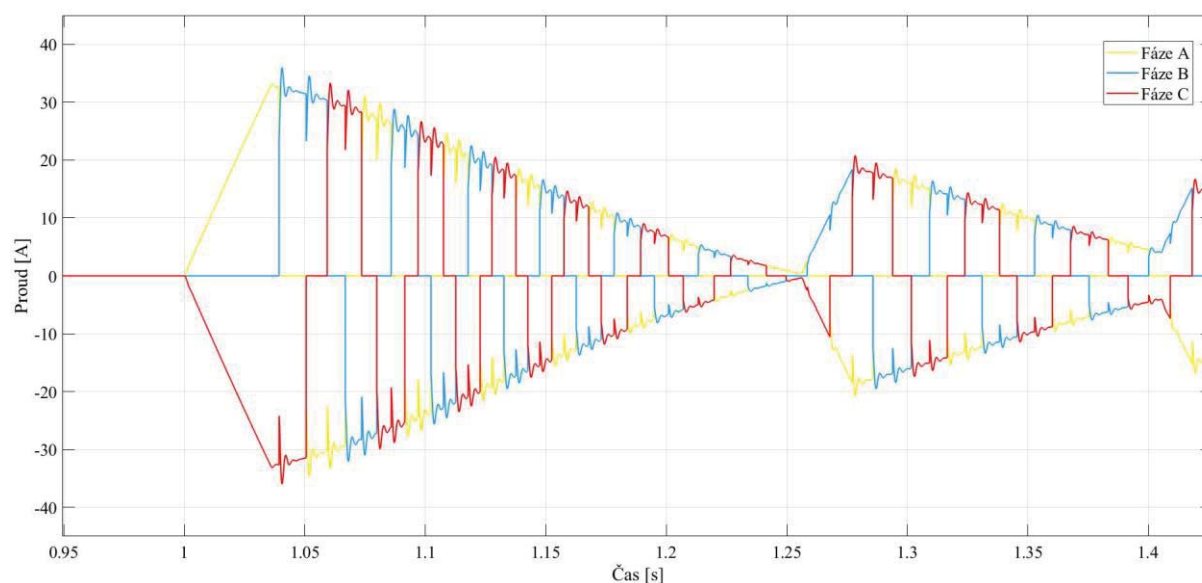
Parametry uvedené v Tab. 6 byly aplikovány při tvorbě modelu, nicméně detailní informace o součástkách měniče nebyly k dispozici, bylo nutné je aproximovat. Jedná se především o hodnoty odporu a konduktance MOSFET N-Tranzistorů vykonávajících střídavý mechanismus anebo o hodnoty odporu a konduktance třífázového invertoru. Jak bylo ověřeno simulacemi, jejich hodnoty nemají na výsledek nijak znatelný dopad. Další neznámou hodnotou je nastavení PI regulátoru.

Tento model byl následovně pro ověření funkce zatížen skokem požadovaných otáček o 300 min^{-1} a byla sledována přechodová charakteristika. Hodnoty PI regulátoru byly nastaveny na $r_0 = 3.7$ a $T_i = 0.67$ pro počáteční představu o chování systému.



Obr. 56 Přechodová charakteristika BLDC motoru

Díky sofistikovanosti modelu, můžeme sledovat proudy či napětí jednotlivých fází vedoucích do elektromotoru.

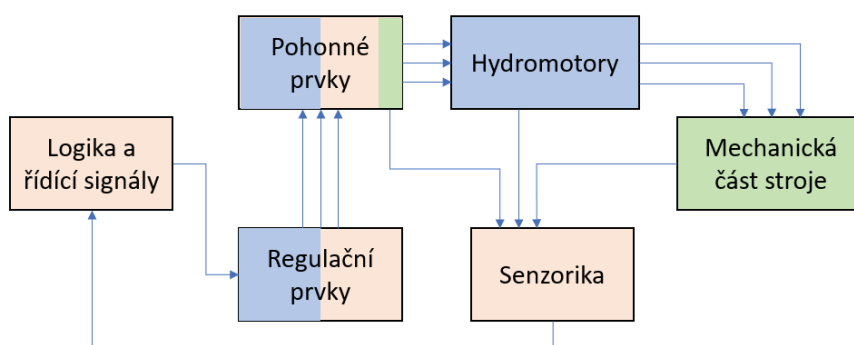


Obr. 57 Proudové signály jednotlivých fází napájecí BLDC motor

Vzhledem k harmonogramu projektu nebylo možné provést kalibrační měření elektromotoru. Jak je vidět na Obr. 56 přechodová charakteristika se nevyznačuje plynulým během motoru a pravděpodobně by bylo možné parametry PI regulátoru optimalizovat pomocí klasických heuristických metod (Ziegler-Nicholson, Cohen-Coon) anebo použitím některých z optimalizačních metod SIMULINKu (PID tuner, Frequency response tuner, Parameter Estimation).

7 TVORBA CELKOVÉHO MODELU KONCEPTU 0EWL

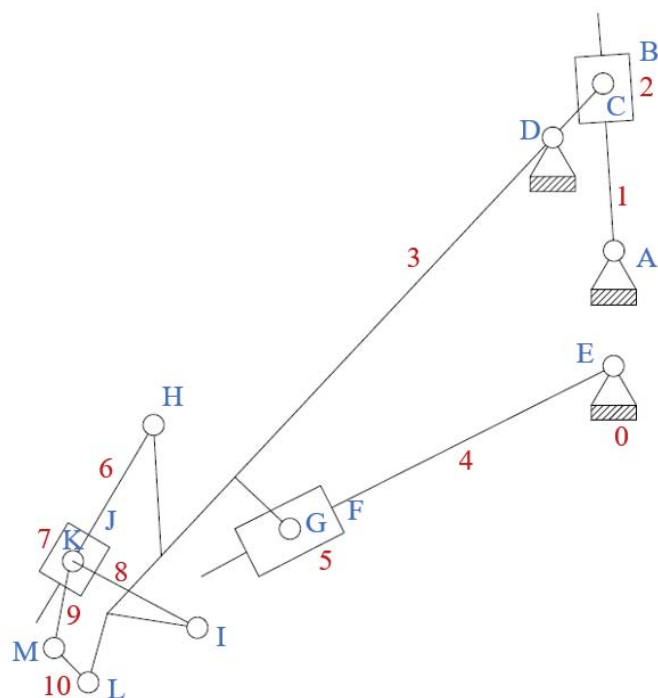
Vytvoření celkového modelu stroje spočívá ve spojení připravených subsystémů jednotlivých komponent stroje v jeden celek. Vzhledem k náročnosti a komplexnosti stroje, není možné v rámci této práce vytvořit model, jenž by byl vytvořen z důkladných modelů všech komponent. Je nutné určit stěžejní uzly modelu, které budou charakterizovat chování stroje. Koncept 0EWL je prakticky spojením elektroniky, hydrauliky a mechaniky do jednoho kompaktního celku. Na Obr. 58 jsou zobrazeny základní prvky celého systému: světle oranžovou barvou – elektronické prvky, modrou barvou – hydraulické prvky, zeleně pak mechanické prvky. V rámci zmiňovaného projektu je mechanická část převzata z funkčního stroje Dapper 5000, a jelikož nebyly provedeny žádné zásadní konstrukční změny, nemá smysl tuto část podrobně zkoumat z pohledu mechaniky. V první fázi projektu je proto většina pozornosti věnována především hydraulické části, pro ověření vytvořeného konceptu.



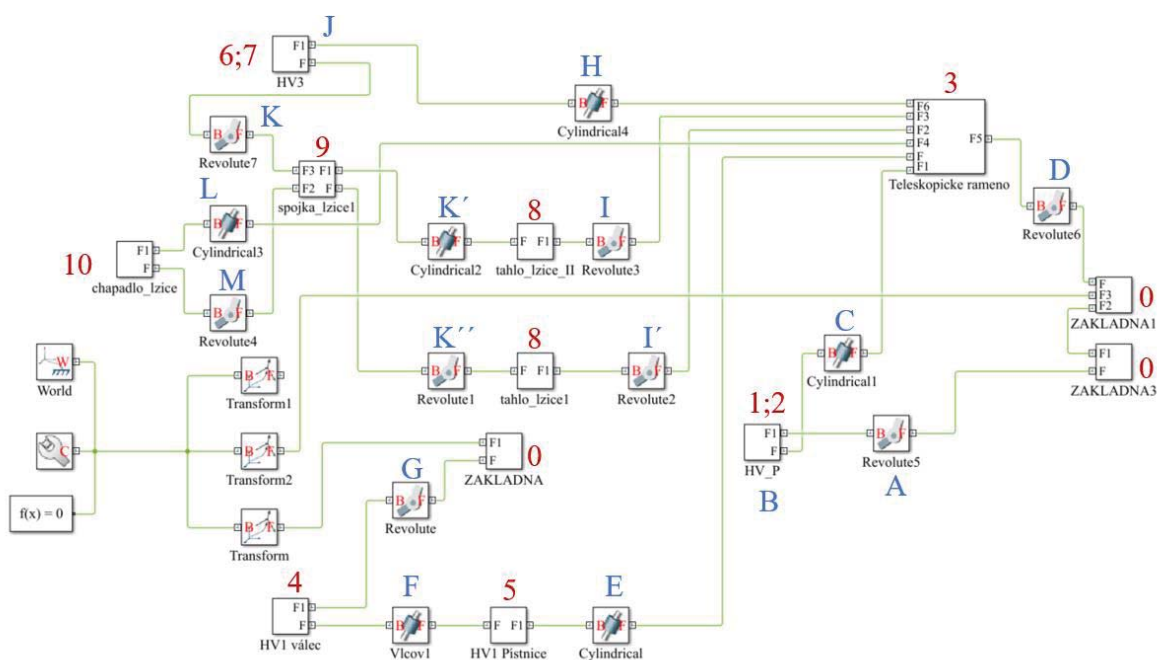
Obr. 58 Základní struktura modelu Konceptu 0EWL

7.1 Mechanická část stroje

Tato část zahrnuje především model stroje zahrnující geometrii a vazby jednotlivých těles. Takové modely jsou běžně tvořeny v 3D modelovacích prostředích typu Solidworks, Inventor Professional, Catia apod. a slouží pro ověření konstrukčních návrhu a pro pevnostní analýzy. Z komplexního modelu stroje zahrnující veškeré součásti byl vytvořen zjednodušený model pro účely této práce. Použitím plug-in doplňku *Simscape™ Multibody™ Link*, který je kompatibilní s programy SolidWorks, Autodesk Inventor a PTC Creo [33] lze model transformovat do prostředí SIMULINK Simscape Multibody a ten je možné dále propojit s vytvořenými subsystémy. Během konverze dat, avšak může dojít k jistým deformacím a je nutné výsledek zkontrolovat. Některé vazby může program vyhodnotit chybně a vazba se musí změnit ve transformovaném modelu, případně lze upravit původní model a jeho vazby. Použitím funkce `smimport` pak vytvoříme SIMULINK model.



Obr. 59 Tělesa (červeně) a vazby (modře) nástavby stroje



Obr. 60 Model nástavby stroje, SIMULINK Simscape

Na Obr. 59 a Obr. 60 je vyobrazena zjednodušená kinematika stroje a její reprezentace v modelu nástavby. Tento model zahrnuje informace o geometrii, hmotnosti, momentech setrvačnosti a vizuálním nastavením tělesa. Tyto hodnoty lze upravit i přímo v modelu.

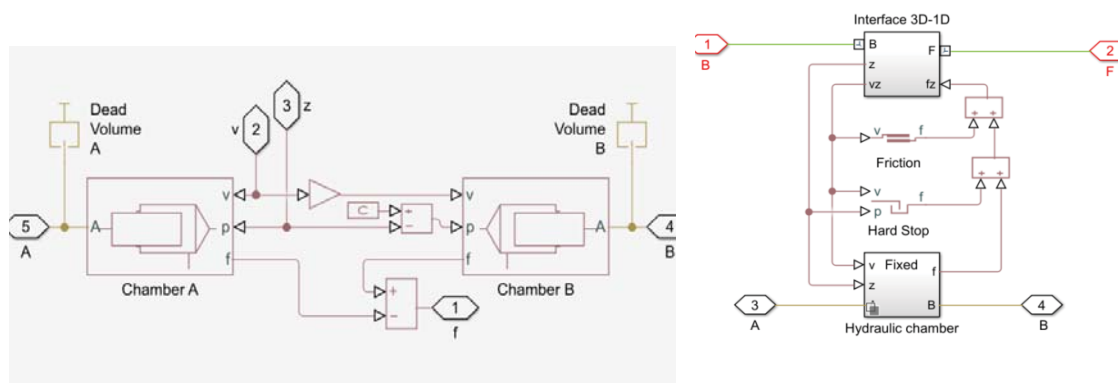
Příklad zápisu hodnot pro teleskopické rameno:

```
smiData.RigidTransform(1).translation =
    [280.94116705651504 223.47703307881503 678.258553405675]; %
mm
smiData.RigidTransform(1).angle = 0.78539816339744839; % rad
smiData.RigidTransform(1).axis = [0 0 -1];
smiData.RigidTransform(1).ID = 'B[rameno_teleskop.iam]';
smiData.Solid(1).mass = 31.629593072980043; % kg
smiData.Solid(1).CoM = [283.16131943973596 223.80419255827508
357.04986948283215]; % mm
smiData.Solid(1).MoI = [1038434.2501103089 1040684.0966234261
35215.635308163619]; % kg*mm^2
smiData.Solid(1).PoI = [-310.73679919950666 6822.9846492145216 -
526.59243868663907]; % kg*mm^2
smiData.Solid(1).color = [0.094117647058823528
0.14509803921568629 0.97254901960784312];
smiData.Solid(1).opacity = 1;
smiData.Solid(1).ID = '0314-01-548001221900_01.ipt
```

Pro funkční vytvoření takového modelu je nutné tělesa, u kterých se předpokládá pohyb vázat na těleso jež bude představovat „základnu“, tedy v koncepci značení těles z mechaniky těleso značené jako 0. To musí být pevně uchyceno v prostoru s 0 stupni volnosti.

Takto vytvořený model je možné doplnit o navazující subsystémy. Mimo jiné umožňuje sledovat silové účinky ve vazbách anebo jednotlivá tělesa zatěžovat silově, momentově anebo je možné signálově ovládat jejich pohyb. Tímto můžeme tělesa představující přímočaré hydromotory spojit s hydraulickými modely a na základě nich simulovat pohyb nástavby stroje.

Modely přímočarých hydromotorů byly vytvořeny jako 2 pohyblivé hydraulické komory situované protichůdně, tvořící celkově neměnnící se objem. Svým vzájemným pohybem mění rozpětí mezi uchycením koncových poloh přímočarého hydromotoru. V dorazech komor se nachází tzv. mrtvý objem. Komora A (*Chamber A*) reprezentuje objem uvnitř hydraulického válce po straně bez pístní tyče, objem na druhé straně, kde se odčítá objem pístní tyče je komora B (*Chamber B*). Paralelně s tímto systémem jsou propojeny bloky *Hard Stop* a *Friction*, které dimenzují dorazy pístní tyče a její pasivní účinky. Pro propojení 1D modelu přímočarého hydromotoru (*Knihovna Simscape Fluids*) s 3D prostředím *Simscape Multibody* byla použita volně dostupná knihovna *Simscape Multibody Multiphysics Library* [33].



Obr. 61 Model přímočarého hydromotoru a jeho vnitřní struktura

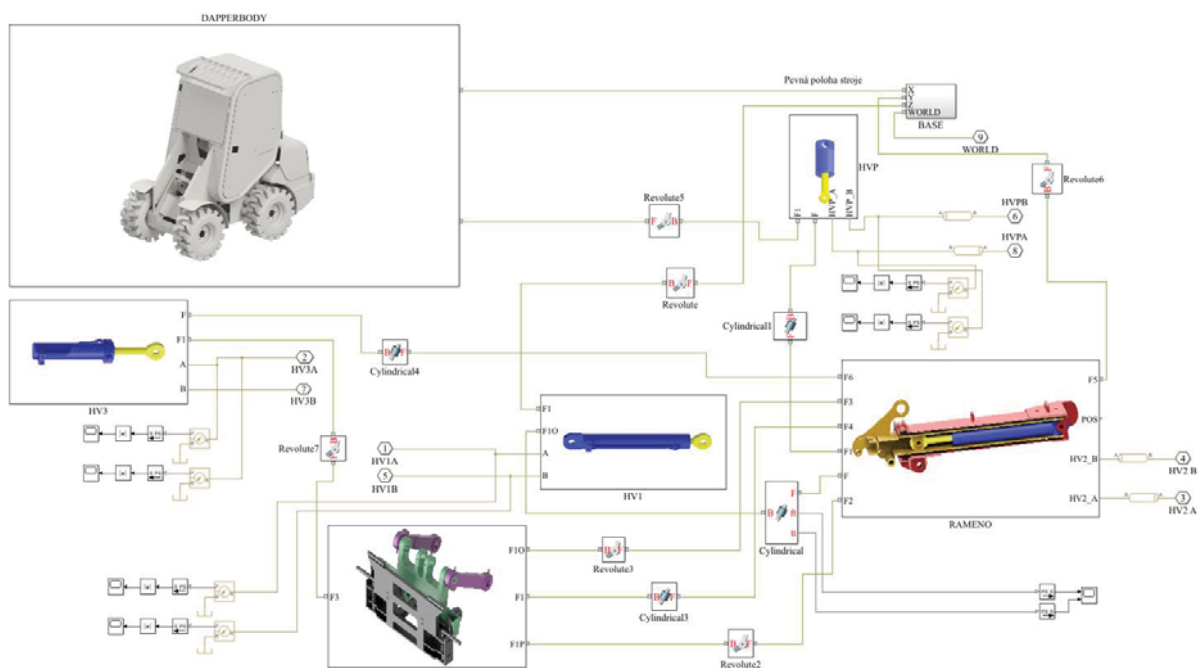
Spojením 3D zjednodušeného modelu Konceptu 0EWL a přímočarých hydromotorů bylo dosaženo propojení hydraulického okruhu s abstraktně hmotným tělesem.

Použitím zkalibrovaných modelů pro hydraulické rozvaděče a hydrogenerátory, popsaných v předchozí kapitole, a následným spojením s hydraulickými vstupy přímočarých hydromotorů je realizováno spojení mechaniky a hydrauliky stroje. Na Konceptu 0EWL jsou poháněny pouze tři přímočaré hydromotory, čtvrtý slouží pouze jako funkce paralelogramu. Blok hydraulického rozvaděče je tedy tvořen třemi sekcemi, každá pro ovládání jednotlivého přímočarého hydromotoru. Každá sekce nese označení dle pohybu, který ovládá:

- BOOM – zvedání celého ramene
- TELESCOPE – teleskopické vysouvání lžíce či jiného přídatného zařízení
- SHOVEL – naklápění lžíce či jiného přídatného zařízení



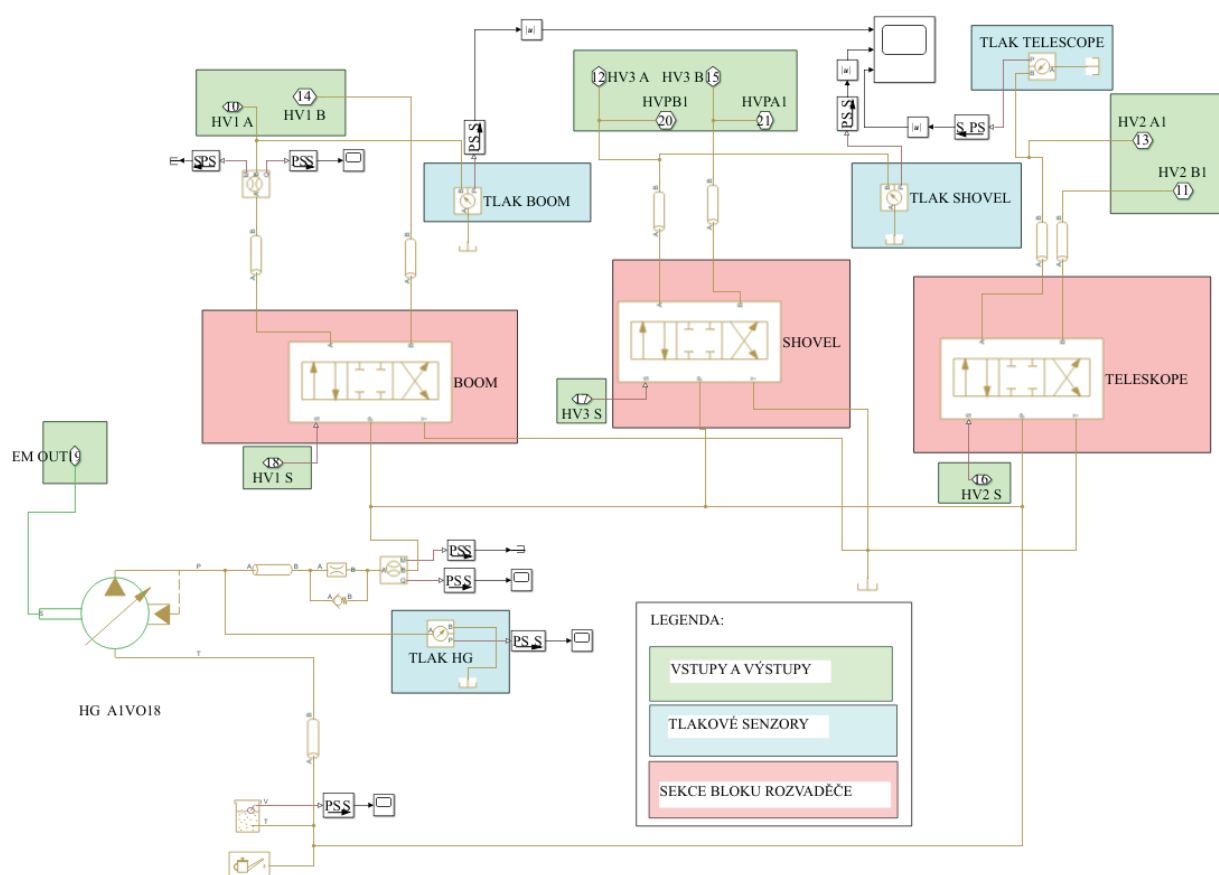
Obr. 62 Rozlišení pohybů ramene: BOOM (1), TELESCOPE (2), SHOVEL (3)



Obr. 63 Model mechanické části stroje

7.2 Hydraulická část stroje

Modely hydraulických rozvaděčů jsou paralelně zapojeny dle reálného zapojení. Vstupní sekce bloku rozvaděče je přivedena kapalina kanálem, který vede skrze všechny sekce bloku rozvaděče. Tímto zapojením není ovlivněn distribuovaný tlak k sekcím v závislosti na jejich uspořádání. Vstupní sekce je pak pomocí hydraulického vedení propojena s výstupy hydrogenerátoru, který je zdrojem tlaku hydrostatického pohonu. Větev T reprezentuje sání hydrogenerátoru a čerpá kapalinu z hydraulické nádrže. Její objem odpovídá údajům, jež poskytl výrobce. Hydrogenerátor je poháněn modelem elektromotoru a hydraulické rozvaděče jsou ovládány pomocí signálu vedoucích z řídicí jednotky.

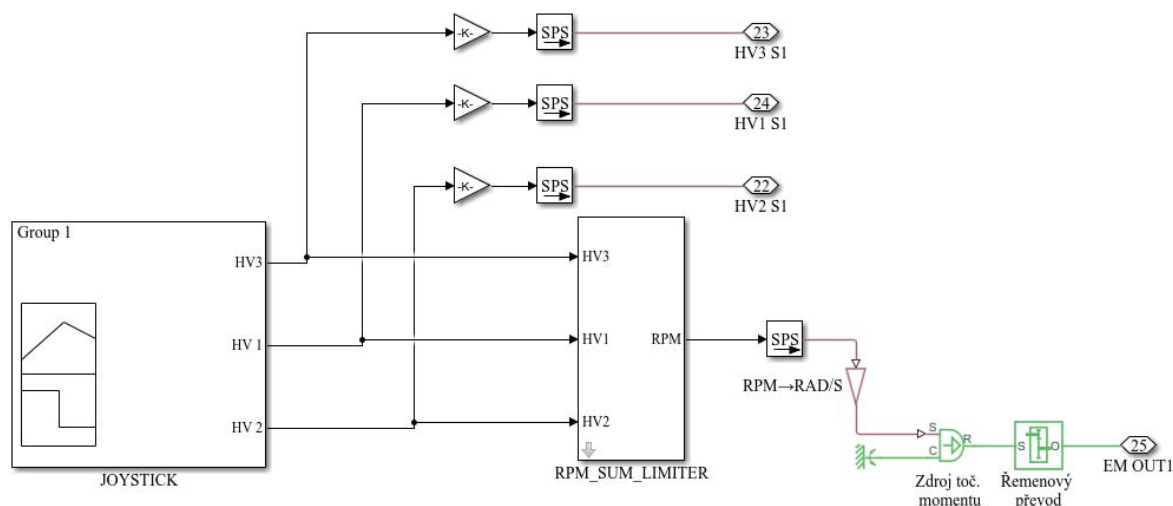


Obr. 64 Model hydraulické části nástavby stroje

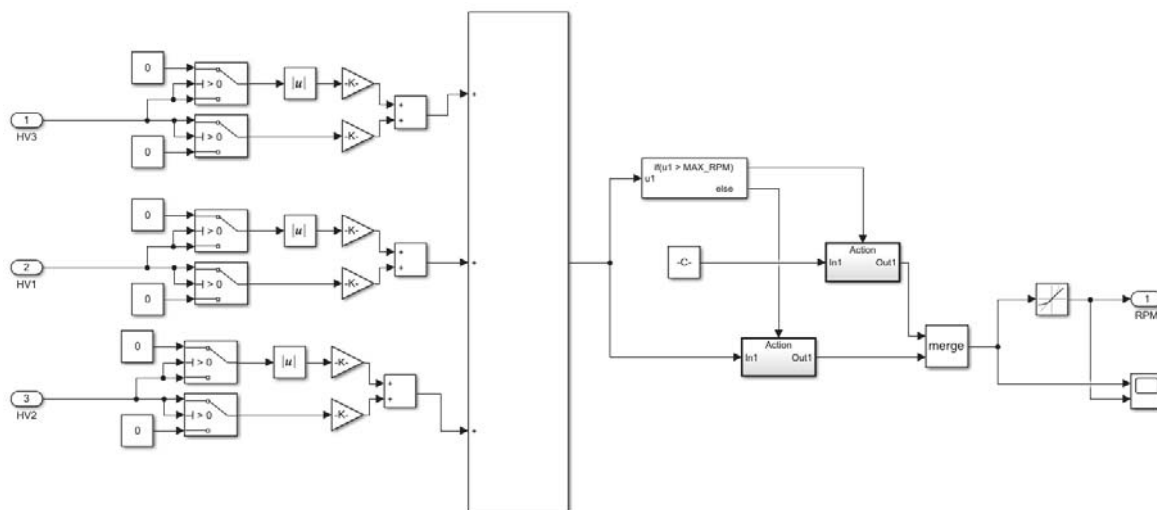
Pro zjednodušení modelu a urychlení výpočtů simulací, je model elektromotoru, který pohání hydrogenerátor nahrazen za model generující ideální točivý účinek v závislosti na přivedeném signálu. Vzhledem k specializaci modelu na ověření hydraulické koncepce stroje není nutné sledovat chování elektromotoru. Je tím navíc snížena výpočetní náročnost modelu. Nicméně po ověření hydraulické části modelu a v další fázi projektu se s použitím modelu elektromotoru, prezentovaného v kap.6.3 počítá.

7.3 Logická (elektronická) část stroje

Tato část se skládá z řídicího signálu a logiky řízení stroje, která v této fázi projektu je velmi jednoduchá, pro testovací účely konceptu. Blok *Signal Builder* slouží k nastavení signálu, které reálně vedou z řídicí jednotky na základě signálů z ovládacích prvků stroje jako je joystick a pedál. Při verifikaci modelu jsou tyto signály nahrazeny zaznamenaným signálem během měření. Blok *RPM SUM LIMITER* zahrnuje algoritmus nastavení adekvátních otáček elektromotoru v závislosti na účelu funkce (BOOM, SHOVEL, TELESCOPE). S využitím tohoto algoritmu se počítá v další fázi projektu.



Obr. 65 Model řídicí části




Obr. 66 Algoritmus nastavení požadované hodnoty otáček elektromotoru
(RPM_SUM_LIMITER)

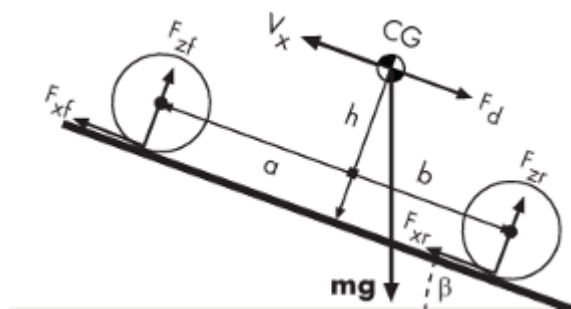
7.4 Model pojezdu stroje

Další částí celkového modelu je pojezdový systém stroje. Druhý elektromotor, identický s elektromotorem použitým pro pohon nástavby stroje pohání skrz řemenový převod hydrogenerátor *A10VG28*. Z hydrogenerátoru kapalina dále putuje do *Děliče průtoku*, který zajišťuje distribuci kapaliny do obou větví hydraulického okruhu pojezdu. Jeho použití je z důvodu sériově-paralelní konfigurace hydromotorů pohánějící kola stroje. Tento dělič tak okruh rozděluje do dvou větví: na hydromotory spojené s levými kolami stroje a na hydromotory na pravé straně stroje. Z děliče dál proudí kapalina do čtveřice hydromotorů, na jejichž přírubách jsou již zmíněná kola stroje. Vzhledem k této konfiguraci je použit *Tlakový kompenzátor*, umístěný mezi předními a zadními hydromotory. Jeho úkolem je vyrovnávat tlak mezi předními a zadními koly, tak aby nevznikal rozdíl mezi točivými momenty distribuovanými na kola stroje a aby tímto nesnižoval trakční schopnosti. Modely hydromotorů jsou připojeny na modely kol. Modely kol zahrnují jejich geometrii, kinematické a dynamické vlastnosti. Ty jsou dále propojeny s blokem reprezentující hmotu stroje a jsou kompatibilní s bloky použitými pro kola stroje.

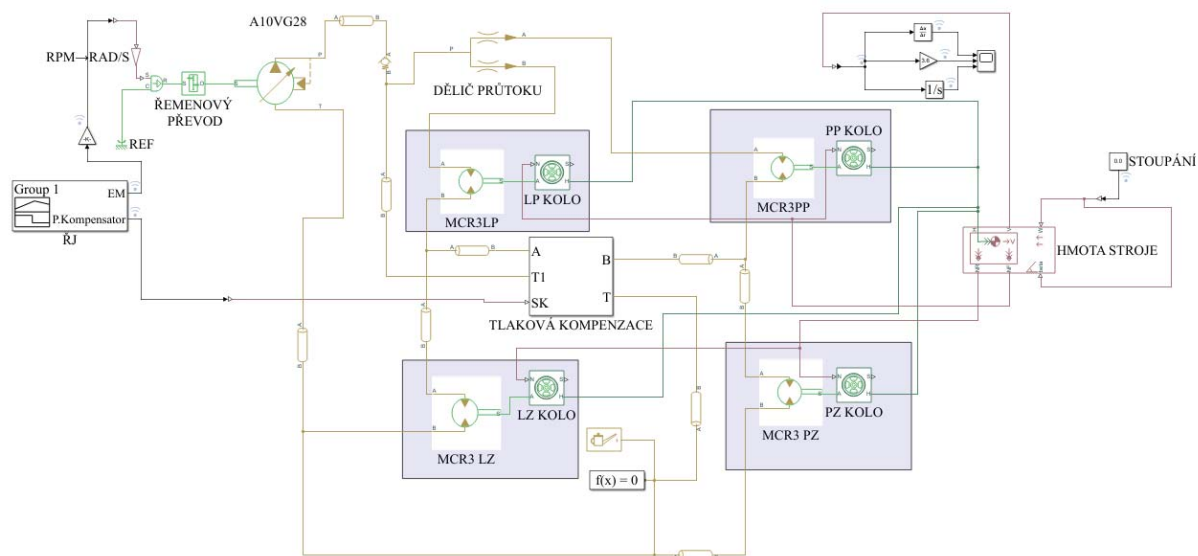
Tab. 7 Vybrané parametry hydromotoru MCR3 společnosti Rexroth [5]

Hydromotor MCR3

	
Geometrický objem	365 cm ³
Specifický točivý moment	6 Nm/bar
Maximální točivý moment	2324 Nm
Maximální rychlost otáčení	295 min ⁻¹

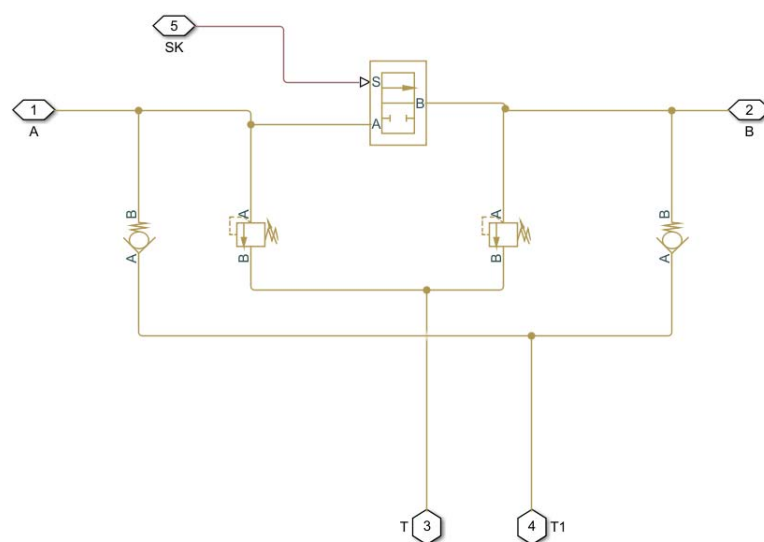


Obr. 67 Model hmoty stroje při stoupání po šikmé plošině [33]



Obr. 68 Model pojezdu stroje

Jak bylo zmíněno čtveřice hydromotorů je zapojená sériově ve dvou paralelních větvích. Platí zde analogie s elektrickými obvody – paralelní zapojení dělí průtok na dvě poloviny a sériové zapojení tlak na dvě poloviny. Avšak při sériovém zapojení má první hydromotor k dispozici plný tlak distribuovaný hydrogenerátorem skrze dělič průtoku. V závislosti na zatížení hydromotor odebírá z okruhu energii, což se projeví poklesem tlaku ve výstupním portu hydromotoru. Druhý hydromotor v řadě tak nemá k dispozici dostatek energie a tlak ve vstupním portu hydromotoru je znatelně nižší. Tento jev se dá kompenzovat použitím hydraulického bloku, který přivádí za první hydromotor v sérii tlak stejný, jenž vstupuje do děliče. Schéma modelu tohoto bloku je zobrazeno na Obr. 69. Pro spínání této funkce je použit dvoucestný ventil, pro propojení zadních kol se zdrojovým tlakem jsou použity zpětné ventily, k nimž jsou zapojeny paralelně přetlakové ventily pro zajištění bezpečného tlaku.



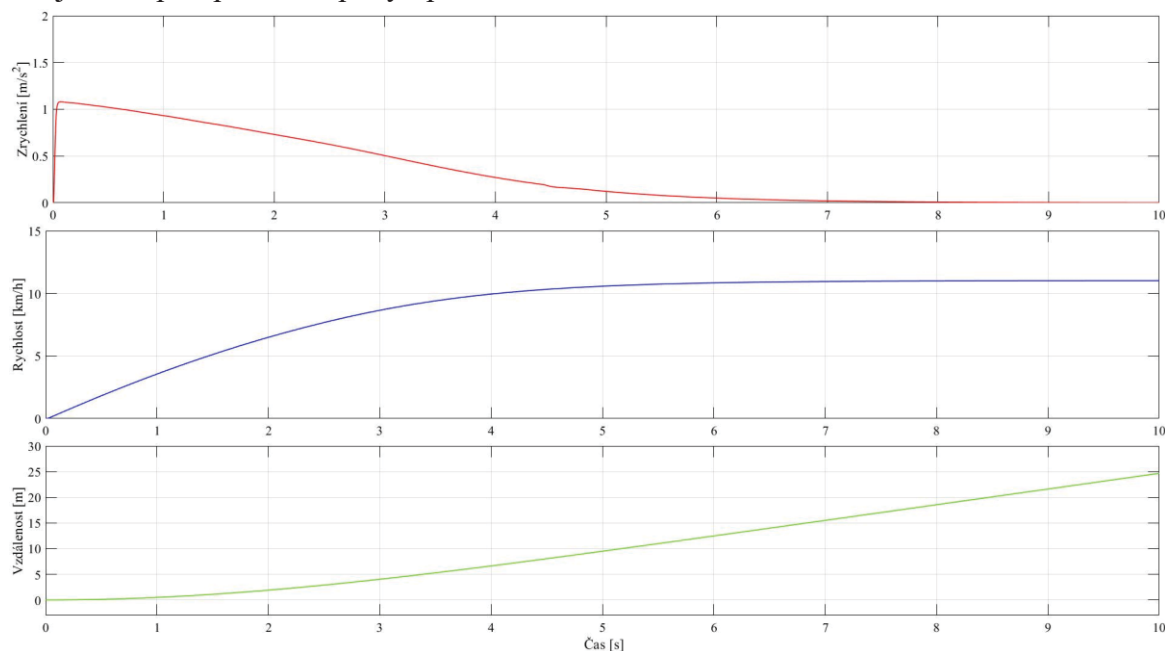
Obr. 69 Tlaková kompenzace mezi předními a zadními koly

8 FUNKČNÍ SIMULACE ZJEDNODUŠENÉHO CELKOVÉHO MODELU STROJE

Pro ověření funkce zjednodušeného celkového modelu stroje byly provedeny simulace, jež mají za úkol demonstrovat chování stroje v různých situacích. Některé výsledky jsou prezentovány na obrázcích níže.

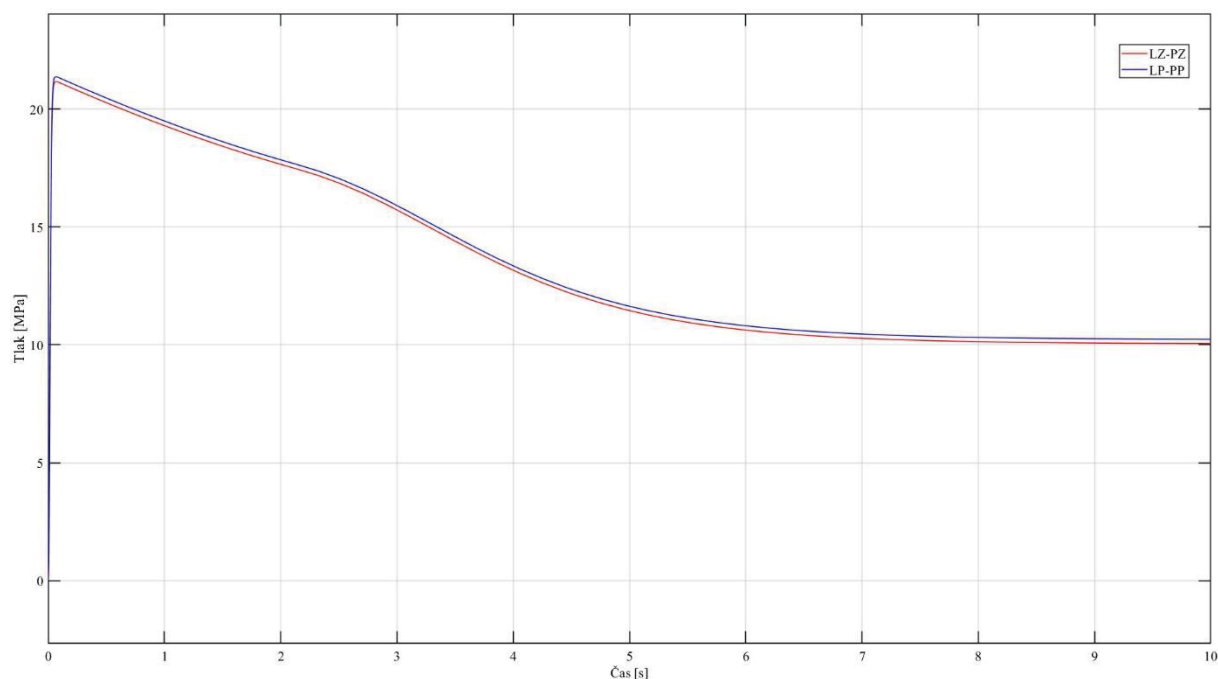
Simulace pojezdu

Model pojezdu byl otestován simulací, simulující rozjezd stroje na maximální rychlost. Do systému je přiveden signál reprezentující polohu pedálu od výchozí pozice do koncové pozice v čase 10 s. Maximální dosažené otáčky jsou softwarově omezeny na 3300 min^{-1} . Sledovanými parametry jsou zrychlení, rychlost a vzdálenost uražena strojem. Je předpokládán pohyb po ideální vodorovné rovině.

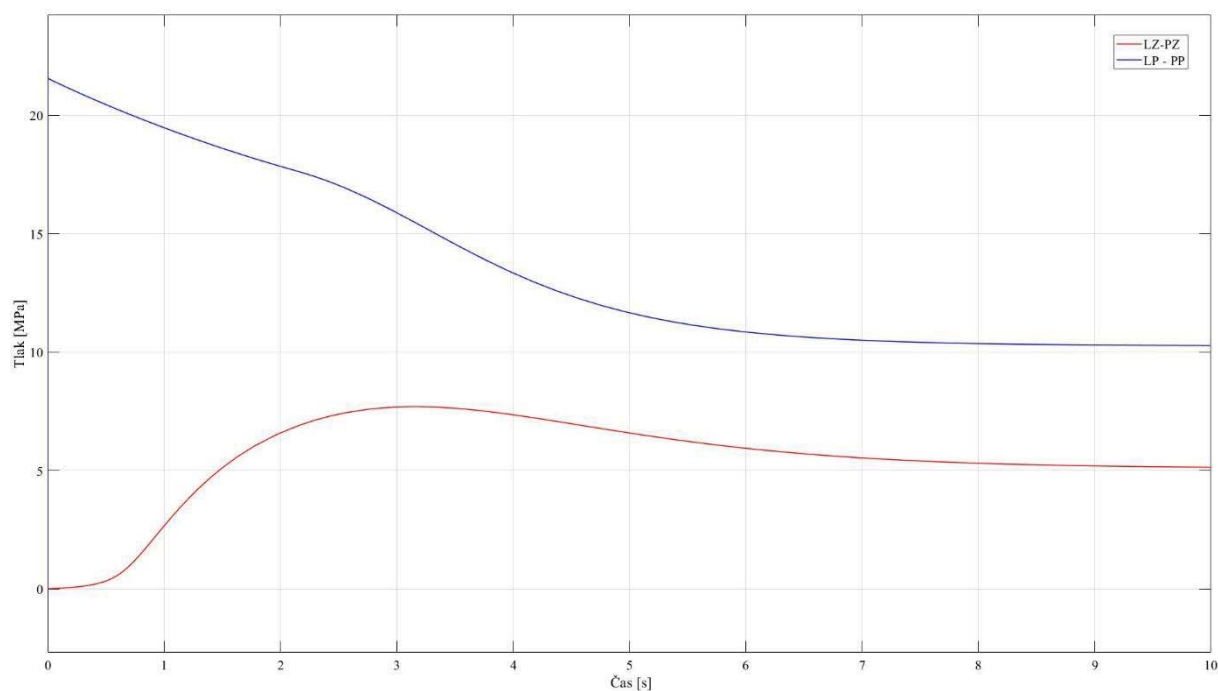


Obr. 70 Průběh zrychlení, rychlosti a vzdálenosti během rozjezdu stroje

Pro demonstraci funkce Tlakové kompenzace v uzavřeném okruhu pojezdu je znázorněn průběh tlaků v systému se zapnutou funkcí tlakové kompenzace a bez. Výsledky těchto simulací jsou znázorněny na Obr. 71, Obr. 72. Zobrazené tlaky jsou měřeny mezi vstupním portem levého zadního, respektive pravého zadního hydromotoru (tlaky jsou díky děliči průtoku identické) a atmosférickým tlakem – křivka červené barvy. Tlak mezi jedním z předních kol a atmosférickým tlakem je označen modrou křivkou. V průběhu zrychlování stroje je vidět klesající závislost tlaku, což je způsobeno přeměnou potenciální hydraulické energie na kinetickou – pro vyšší rychlost stroje je vyžadován vyšší průtok kapaliny rotačními hydromotory.



Obr. 71 Průběh tlaků na zadních a předních kolech, zapnutá tlaková kompenzace

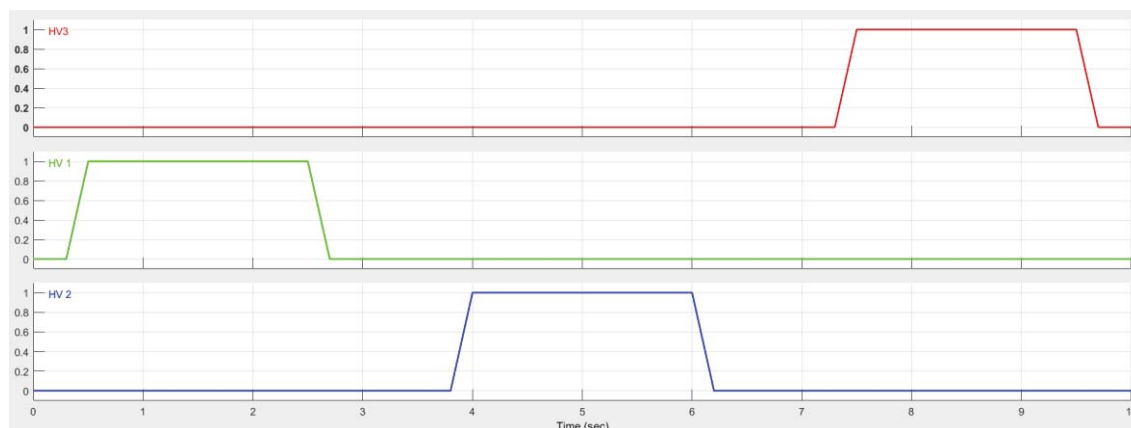


Obr. 72 Průběh tlaků na zadních a předních kolech, vypnutá tlaková kompenzace

Na Obr. 72 je možné vidět, že se tlak z okruhu nedostane k zadním rotačním hydromotorům při prvních okamžicích rozjezdu stroje. To je způsobeno tím, že přední rotační hydromotory jako první v sérii odebírají veškerou energii z hydraulického okruhu. Zadní rotační hydromotory, jež jsou druhé v sériovém zapojení se tedy v prvních momentech protáčí, aniž by působily točivým momentem na kola stroje. Z této simulace je tedy zřejmé, že v případě vypnuté tlakové kompenzace okruhu pojezdu stroje, je vozidlo poháněno pouze dvojicí kol, a to může na podložce s nižší adhezí snižovat schopnost prostupnosti terénem stroje.

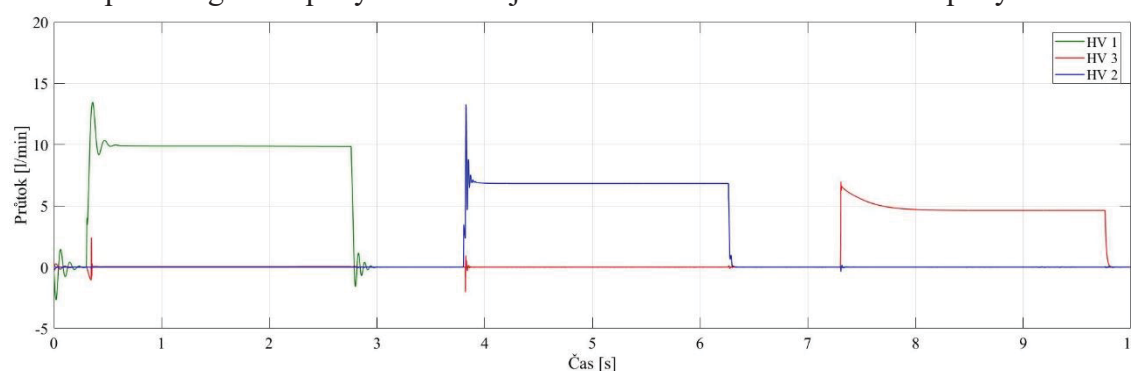
Simulace nastavby

Vstupem řídícím simulaci nastavby stroje je signál z joysticku, který ovládá 3 osy pro pohyby přímočarých hydromotorů s označením HV 1, HV 2, HV 3. Toto je realizováno pomocí bloku *Signal Builder* ve kterém je zpracován signál reprezentující ovládací signál z joysticku a jeho velikost je v mezích 0-1 (resp. -1...1). Ten je dále v řídící jednotce upraven pro řízení solenoidů ventilů jednotlivých bloků rozvaděče. Jelikož tento typ rozvaděče neumožňuje současnou funkci více sekcí je vytvořena sekvence postupného pohybu jednotlivými přímočarými hydromotory. Tato sekvence je znázorněná na Obr. 73.

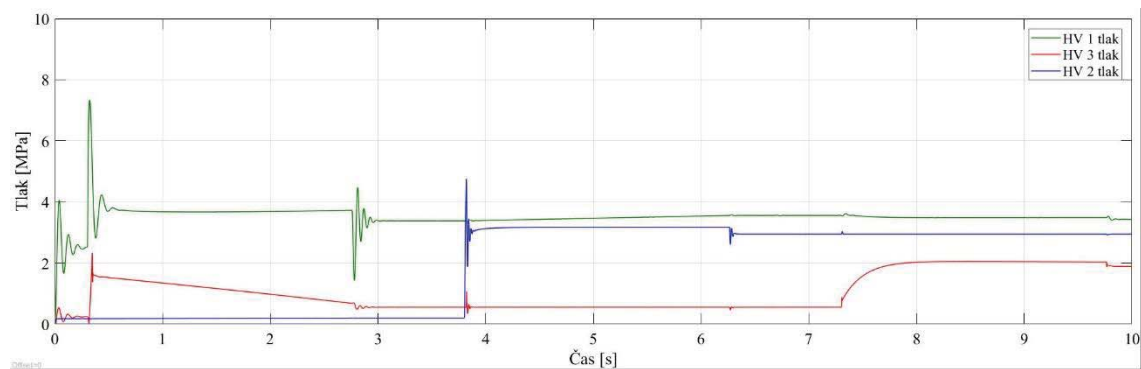


Obr. 73 Signal builder a zdroj řídicího signálu

Reakce ve formě průtoku kapaliny při určitém tlaku v daném přímočarém hydromotoru jsou zobrazeny na Obr. 74 a Obr. 75. Je možné si všimnout, že průtoky hydromotorů se liší což je způsobeno odlišnými maximálními průtokovými charakteristikami jednotlivých sekcí rozvaděče. Odlišnost tlaků je způsobena různým zatížením jednotlivých hydromotorů. Je možné si všimnout závislosti tlaku v hydromotorů s označením HV 3 a HV 1. To je způsobeno vzájemnou hydraulickou vazbou pro realizaci funkce paralelogram – pohybem HV 1 je dosaženo částečného závislého pohybu HV 3.



Obr. 74 Průtoky jednotlivými přímočarými hydromotory



Obr. 75 Tlaky v jednotlivých přímočarých hydromotorech

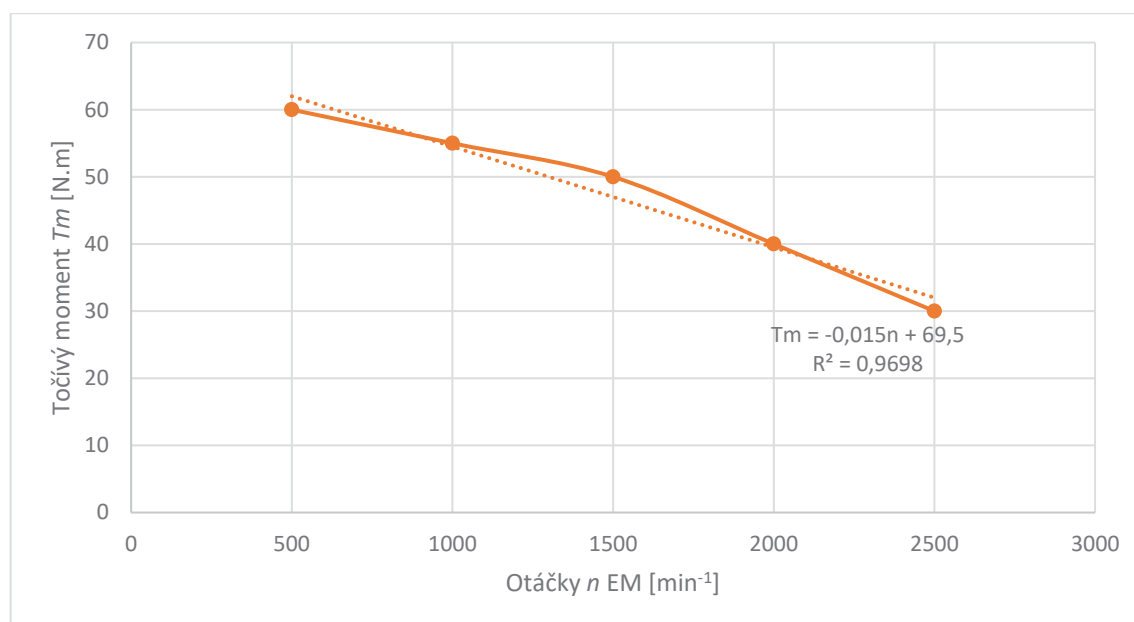
Na základě těchto simulací lze model považovat za funkční a v další fázi práce bude model verifikován. V tomto modelu je možné sledovat jeho parametry takřka ve kterémkoliv bodě, avšak na reálně vytvořeném Konceptu 0EWL je nutné zvážit umístění použitých senzorů z hlediska konstrukčního.

9 VARIANTNÍ SIMULACE A OVĚŘENÍ VHODNOSTI ZVOLENÉHO HG PRO POJEZD STROJE

Důležitou částí Konceptu 0EWL je dvojice pohonných jednotek skládající se z elektromotoru a hydrogenerátoru propojených řemenovým převodem. Prvotní verze návrhu tohoto spojení využívá ověřeného spojení Elektromotoru Kolektoru BL 180/90 (verze z roku 2016) a HG A1VO18, které byly využity na předchozím projektu. Řemenový převod s převodovým poměrem $i=1,67$ se ukázal jako vhodný a z tohoto důvodu byl zachován. U pohonné jednotky pojezdu byl jako prvotní návrh zvolen hydrogenerátor A10VG28 s vyšším geometrickým objemem pro splnění zadaného požadavku maximální rychlosti stroje $v=15 \text{ km/h}$. Převodový poměr byl zvolen také $i=1,67$ pro snížení nákladů pro výrobu plechových konzolí, také řemenového převodu a zachování dostatečných otáček hydromotoru.

Po provedení zatěžovacích testů jejichž výsledky jsou prezentovány ve zprávě [34] bylo zjištěno, že v navrhovaném uspořádání je dosaženo pouze max. průtoku 23 l/min při zatížení 18 MPa [34]. S těmito parametry by nebyl splněn požadovaný limit maximální rychlosti 15 km/h a z tohoto důvodu bylo nutné ověřit vhodnost zvolení tohoto hydrogenerátoru a převodového poměru. K tomuto účelu byl upraven model pojezdu.

V modelu byl doposud používán ideální zdroj točivého momentu, který poháněl hydrogenerátor. Ve skutečnosti je elektromotor limitován maximálním špičkovým momentem o velikosti 64 Nm, navíc s rostoucími otáčkami tato hodnota klesá. Ve zprávě „*Dílčí výzkumná zpráva k projektu FV10411 Etapa E02.2*“ jsou prezentovány výsledky měření elektromotoru Kolektor BL 180/90 zatěžovaným dynamometrem. Jedná se o motor se stejnými deklarovanými parametry, avšak jde o jinou výrobní řadu. Pro účely simulace byla použita následující momentová charakteristika, která zobrazuje velikost dosaženého momentu motorem a jeho závislost na otáčkách elektromotoru.



Obr. 76 Momentová charakteristika elektromotoru BL 180/90

Tato momentová charakteristika byla pomocí lineární regrese převedena do lineární podoby. Získána závislost točivého momentu na otáčkách je:

$$T_m = -0,015n + 69,5 \quad (33)$$

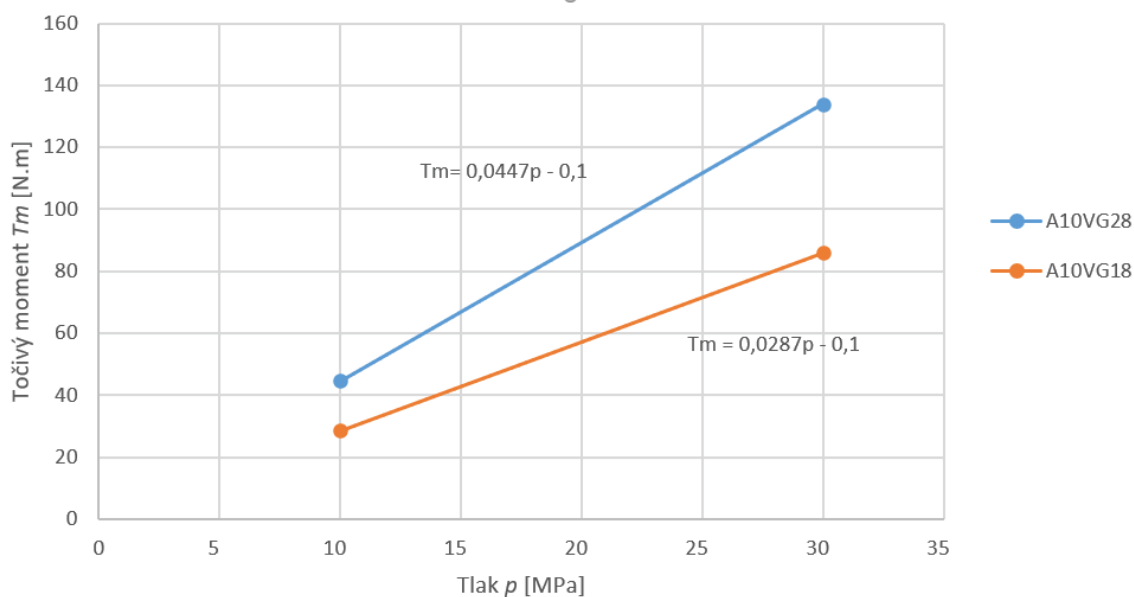
Tato rovnice je dále použita v modelu pro omezení momentu, jenž je elektromotor schopen generovat.

Výrobce hydrogenerátoru v katalogových listech uvádí závislost výstupního tlaku na momentu poháněcí hřídele hydrogenerátoru **při maximálním výtlaku**, respektive definuje dva body, ve kterých udává tyto parametry. V tabulce níže je možno vidět hodnoty pro hydrogenerátory A10VG velikosti 18 a 28:

Tab. 8 Závislost tlaku na točivém momentu hydrogenerátoru [5]

Typ hydrogenerátoru	A10VG18	A10VG28
Toč. Moment při $p=30$ Mpa	86 Nm	134 Nm
Toč. Moment při $p=10$ Mpa	28,6 Nm	44,6 Nm

Předpokládejme, že uvedená závislost je lineární, a opět pomocí lineární regrese získáme vztahy:



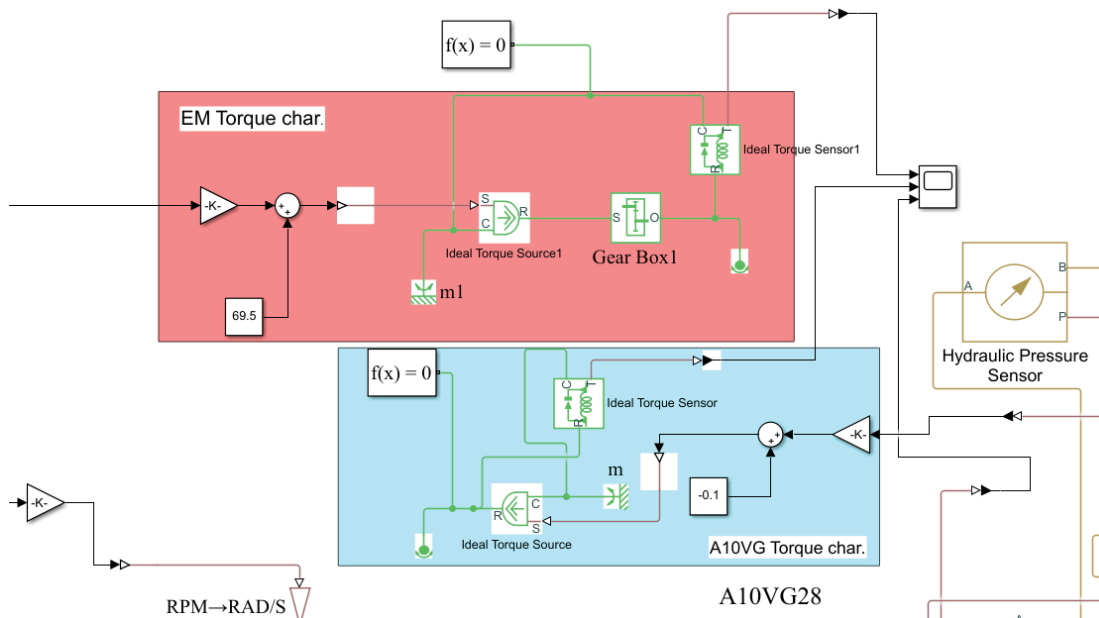
Obr. 77 Momentová charakteristika hydrogenerátorů [5]

Získané závislosti pak jsou:

$$T_{mA10VG18} = 0,0287p - 0,1 \quad (34)$$

$$T_{mA10VG28} = 0,0447p - 0,1 \quad (35)$$

Charakteristiky točivého momentu byly následovně zohledněny v modelu pojezdu.

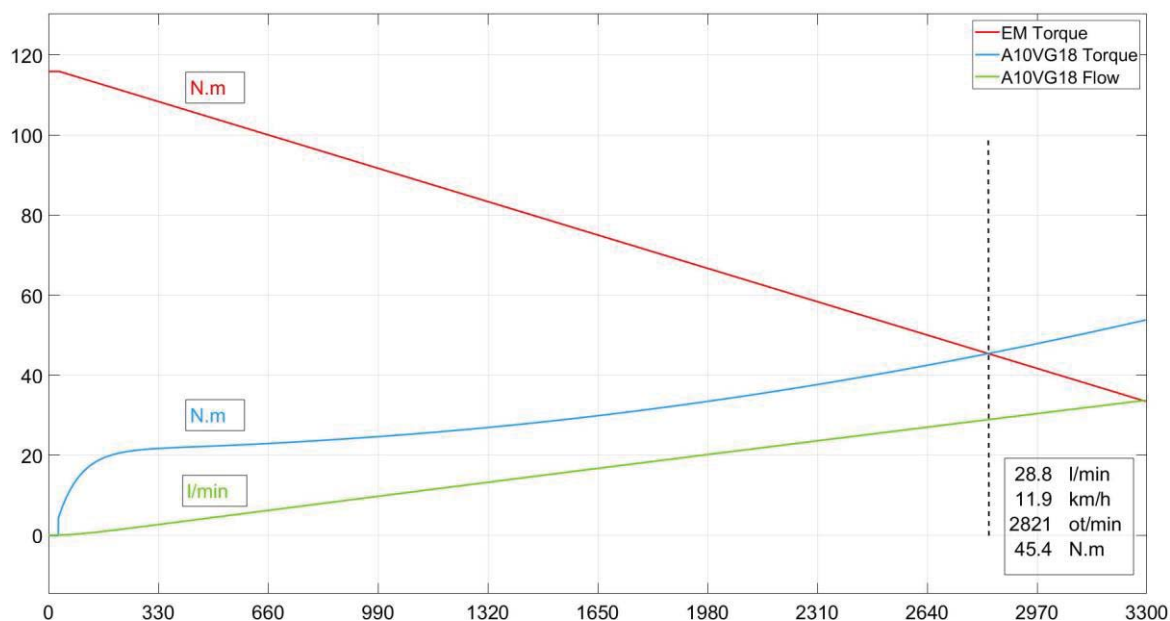


Obr. 78 Model pojezdu doplněný o momentové účinky

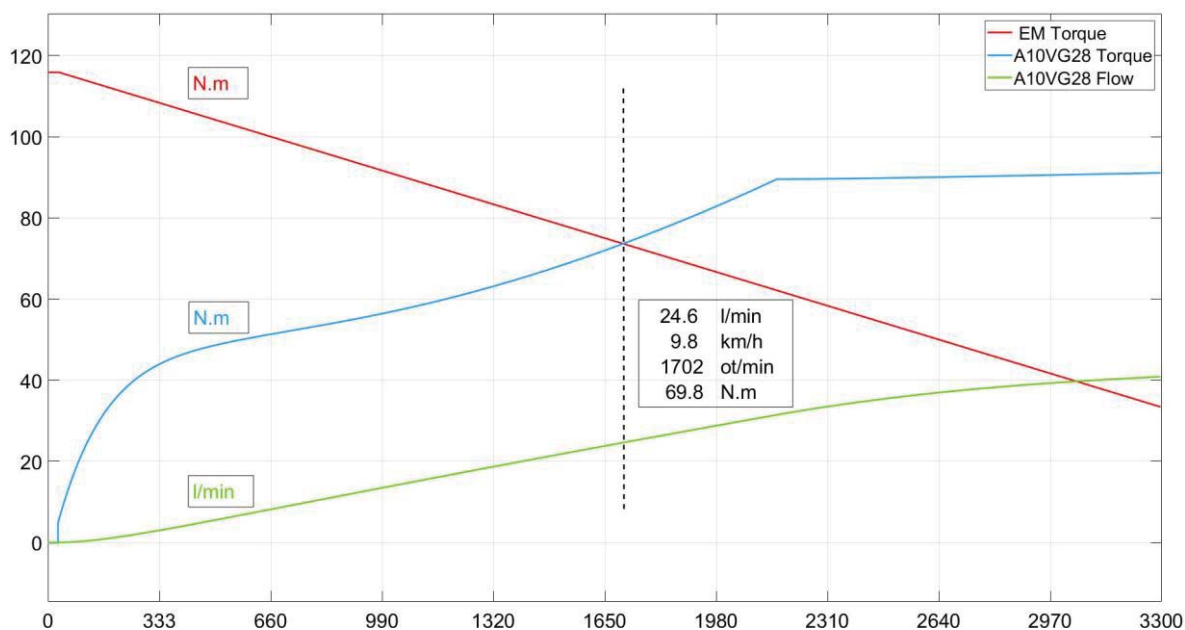
Je nutné si uvědomit, že točivý moment poskytovaný elektromotorem pohánějící hydrogenerátor, limituje výstupní tlak hydrogenerátoru při maximálním výtlaku. V případě dosažení tohoto bodu však nedojde k tlakovému omezení, ale sníží se výtlak tak aby hydrogenerátor byl schopen distribuovat dostatečný tlak do okruhu (vzhledem k zatížení).

Jelikož velikost točivého momentu elektromotoru s otáčkami klesá, od jistého bodu není možné zvyšovat průtok kapaliny dodávané do okruhu, jelikož tlaková kompenzace hydrogenerátoru tento průtok omezí, aby hydrogenerátor udržoval dostatečný tlak pro překonání zátěže.

Na Obr. 79 je zobrazen výsledek simulace. Jedná se o průběhy momentů elektromotoru, hydrogenerátoru a průtoku systémem v závislosti na otáčkách a v rozjezdovém režimu stroje – stroj na začátku simulace má 0 rychlost, stejně jako elektromotor pojezdu. Během 10 vteřin je vynuceno roztočení elektromotoru na rychlost otáčení 3300 min^{-1} . Červeně je vyznačený průběh točivého momentu elektromotoru, avšak znásoben převodovým poměrem. Modře je zobrazen točivý moment hydrogenerátoru, který je potřeba k provozu za daných otáček (a rychlosti stroje). Zeleně je pak závislost celkového průtoku výstupním portem hydrogenerátoru. Důležitý bod těchto grafů je průsečík točivého momentu elektromotoru a hydrogenerátoru, který je možné označit za kritický. V tomto bodě elektromotor není již dále schopný utáhnout plný výtlak hydrogenerátoru a kvůli tomu dojde k omezení průtoku hydrogenerátoru – stroj přestane zrychlovat. Tudíž vpravo od tohoto kritického bodu leží reálně nedosažitelné hodnoty. U každého grafu pak jsou zobrazeny maximálně dosažené hodnoty za dané konfigurace modelu.



Obr. 79 Průběhy momentů a průtoků modelem pojezdu s A10VG18



Obr. 80 Průběhy momentů a průtoků modelem pojezdu s A10VG28

Polohu kritického bodu v grafech neovlivňuje jenom typ použitého hydrogenerátoru, ale taky převodový poměr mezi elektromotorem a hydrogenerátorem. Zvýšením převodového poměru je přiveden na hřídel hydrogenerátoru vyšší točivý moment, na druhou stranu, ale dojde ke snížení otáček hydrogenerátoru. V následující tabulce jsou vyhodnoceny maximální hodnoty dosažené v simulacích (hodnoty pro kritický bod).

Tab. 9 Hodnoty kritických bodů variantních simulací

A10VG18					
i	Max. průtok	Max. rychlost	Max T. moment	ot. EM	ot. HG
-	<i>l/min</i>	<i>km/h</i>	<i>N.m</i>	<i>min⁻¹</i>	<i>min⁻¹</i>
1,00	23,30	9,60	48,80	1400,00	1400,00
1,17	26,10	10,90	49,10	1840,00	1577,14
1,33	28,10	11,50	48,50	2217,00	1662,75
1,50	28,80	11,80	47,20	2545,00	1696,67
1,67	28,80	11,90	45,40	2821,00	1692,60
1,83	28,50	11,70	43,30	3062,00	1670,18
A10VG28					
1,33	17,90	7,30	72,20	1045,00	783,75
1,67	24,60	9,80	73,60	1702,00	1021,20
2,00	27,20	11,10	72,60	2224,00	1112,00
2,33	27,90	11,50	69,80	2644,00	1133,14
2,67	27,80	11,40	66,00	2986,00	1119,75
3,00	27,20	11,10	61,70	3262,00	1087,33

Z těchto variantních simulací vyplývá zajímavá skutečnost, a to dosažení lepších rychlostních parametrů za použití hydrogenerátoru s menším maximálním geometrickým výtlakem. Rozdíl je však při použití ideálního převodového poměru minimální. Dle simulace by s použitím hydrogenerátoru A10VG18 a převodovým poměrem $i=1,67$ bylo dosaženo o 21 % vyšší rychlosti pojezdu než s aktuální konfigurací stroje. Další výhodou je fakt, že hydrogenerátor A10VG18 je menších rozměrů a dosáhlo by se touto výměnou i úspory zástavbového prostoru, který je u tohoto typu strojů velice omezený. Dle rozměrů výrobce je hydrogenerátor A10VG18 o 50% menší než A10VG28. Alternativním řešením je úprava řemenového převodu na $i=2,33$ a zachování hydrogenerátoru A10VG28.

10 POROVNÁNÍ MODELU NÁSTAVBY STROJE A REÁLNÉHO KONCEPTU

Po sestavení stroje do funkční podoby, byl Koncept 0EWL podroben sérií měření, které měly sloužit k validaci a verifikaci modelu stroje a zhodnotit vhodnost prvotního návrhu konfigurace komponent a systému. Přesný průběh všech měření a jejich výsledky byly zveřejněny ve zprávě [37] v etapě projektu *E01.3 Verifikace matematických modelů – simulace subsystémů a celého FV*. Tato část práce se věnuje měřením a simulacím nastavby Konceptu 0EWL.

10.1 Experimentální měření parametrů stroje pro validaci modelu

Zvolená metodika měření spočívala v dodržení podmínek opakovatelnosti měření a jejich zaznamenání. Pomocí měřicí soustavy byly zaznamenávány veškerá dostupná data. Pracovní cyklus stroje během měření byl stanoven jako postupný pohyb mechanického ramene stroje:

- 1) BOOM – zvedání ze spodní krajní polohy
- 2) TELESCOPE – výsuv ze zasunuté polohy
- 3) SHOVEL – vyklápění z horní krajní polohy

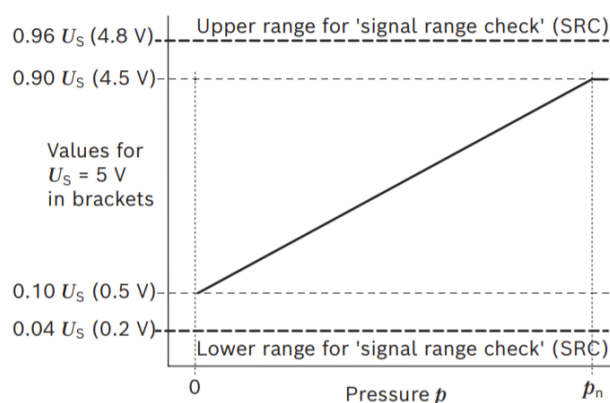
Měření tohoto cyklu bylo opakováno nejméně pětkrát, a to vždy pro konstantní otáčky elektromotoru v bodech: 1000, 1500, 2000, 2500, 3000 min^{-1} .

Měřicí soustava

Pro snímání tlaku byl použit **BODAS Pressure sensor PR4** společnosti Bosch Rexroth. Umístěn byl těsně za výstupní port hydrogenerátoru. Jedná se o pasivní typ senzoru pracující na indukčnostním jevu. K činnosti vyžaduje napájecí napětí a v závislosti na tlaku generuje výstupní napětí. Součástí senzoru je A-D převodník a do řídicí jednotky tak posílá data už v digitální formě.

Tab. 10 Parametry senzoru tlaku PR4 [5]

Napájecí napětí	5 V
Maximální napájecí napětí	18 V
Výstupní impedance senzoru	5 Ω
Použitý měřicí materiál	X5CrNiCuNb16-4
Míra nepřesnosti	$\leq 1,5 \%$
Měřicí rozsah	0-40 MPa
Teplotní pracovní rozsah	-40 °C ... 140 °C



Obr. 81 Senzor tlaku PR4 a jeho závislost na vstupním napětí (měřící rozsah) [5]

Dalším sledovaným parametrem byly polohy přímočarých hydromotorů. Pro tento účel byly použity lineární senzory polohy společnosti GEFTRAN. Tento typ senzorů reaguje na změnu polohy výstupní tyče vůči základně změnou potenciálů. Jejich výstupy jsou analogové, tudíž je nutné je přivést na vstupy řídicí jednotky s A-D převodníky. Celkově byly použity 3 kusy s různými délkami pracovních rozsahů, pro každý poháněný přímočarý hydromotor.

Tab. 11 Parametry senzoru polohy GEFTRAN LT67 [38]

Napájecí napětí	0-60 V	
Pracovní teplotní rozsah	-30 ... 100 °C	
Míra nepřesnosti	0,05 %	
Hystereze	0,01 mm	

Tyto senzory byly mechanicky připevněny k přímočarým hydromotorům. Upevnění bylo dostatečně stabilní a zajišťovalo přesnost zachování přesnosti měřidel.



Obr. 82 Umístění lineárních senzorů polohy na stroji [37]

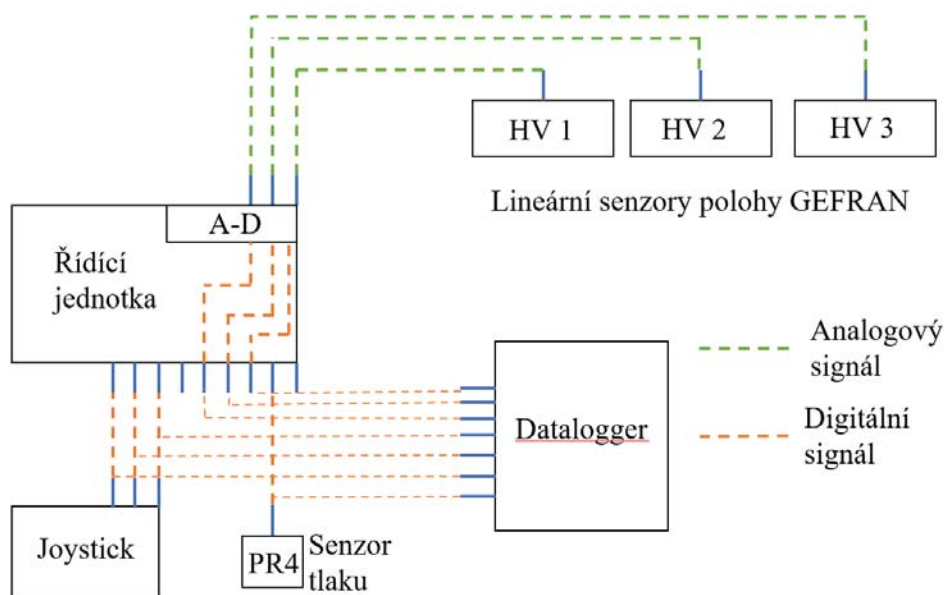
Data z výše zmíněných senzorů jsou posílána do řídicí jednotky. Pro měřicí účely však byl paralelně ke sběrnici CAN vedoucí do ŘJ připojen datalogger, který měl za úkol zaznamenávání měřených dat. Použitý datalogger CL 2000 společnosti CSS Electronics zachycuje data tekoucí sběrnici CAN s maximální frekvencí $f=50\text{ Hz}$, tedy s periodou $T=0,02\text{ s}$. Data jsou zachycena v „surové“ formě a pro účely verifikace modelu je nutné je konvertovat. Datalogger disponuje dostatečnou pamětí pro měření vysokého počtu komunikačních kanálů po dostatečně dlouhou dobu. Ke sběrnici je připojen pomocí VGA konektoru a data ukládá do interní SD karty. Extrakce dat je možná pomocí USB-C kabelu, před měřením je nutné měřič nakonfigurovat – určit sledované adresy a parametry jež chceme zaznamenat. Je možné nastavit také snímkovací frekvenci na nižší než 50 Hz.

Zaznamenávané parametry:

Tlak návstavby [MPa]
 Otáčky EM [min^{-1}]
 Toč. moment EM [Nm]
 Výkon EM [kW]
 Poloha joysticku – BOOM [%]
 Poloha joysticku – SHOVEL [%]
 Poloha joysticku – TELESCOPE [%]



Obr. 83 Datalogger CL 2000



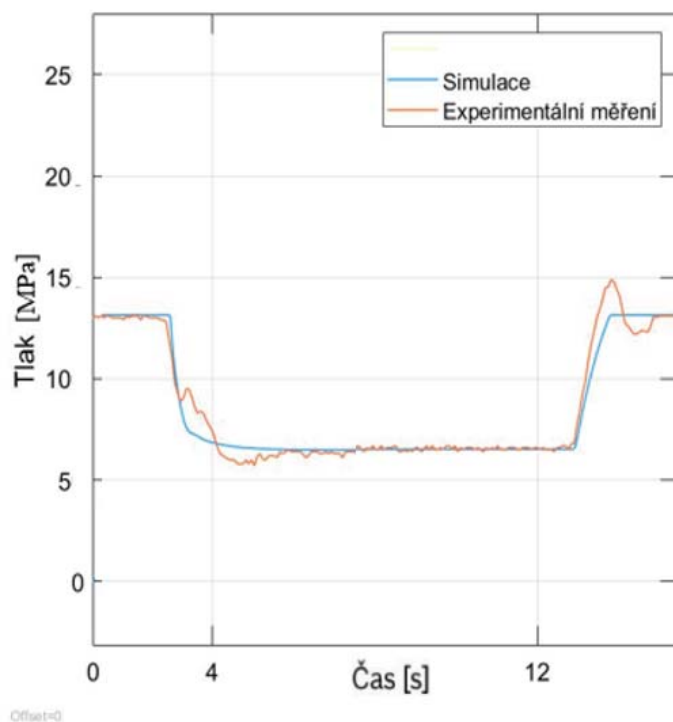
Obr. 84 Měřicí soustava, schematicky

10.2 Validace a verifikace modelu stroje

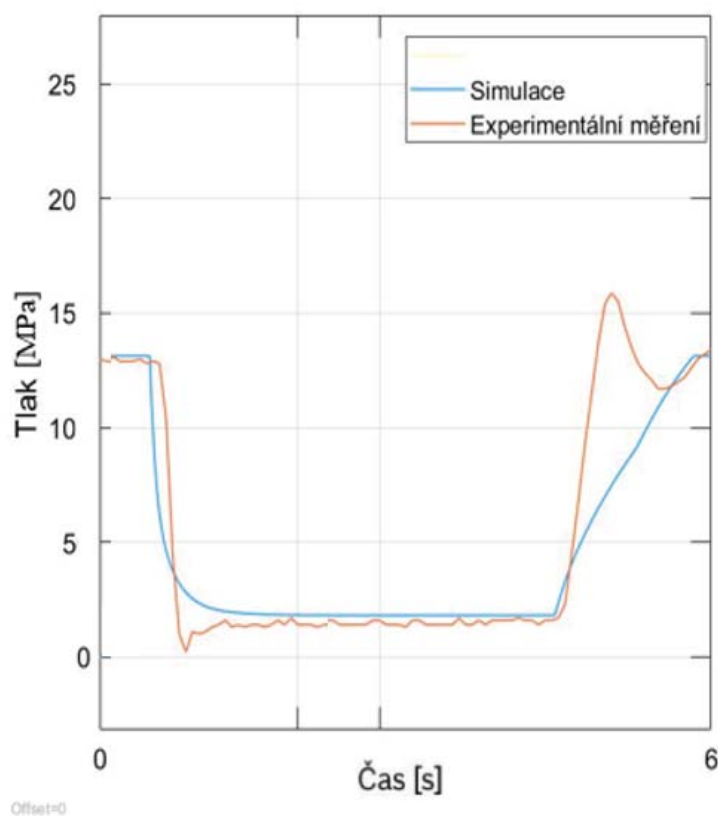
Validací a verifikací modelu stroje se rozumí soubor úkonů, kterými je ověřena schopnost modelu simulovat reálné chování stroje. Je sledována přesnost shody modelu s experimentálně naměřenými hodnotami. Hodnotí se rovněž komplexnost modelu – tedy schopnost přiblížit se experimentálních hodnot za různých podmínek. V tomto případě se jedná o změnu konstantních otáček elektromotoru. Verifikačními veličinami byly zvoleny tlak nástavby a polohy přímočarých hydromotorů.

10.2.1 Tlak hydraulického okruhu nástavby

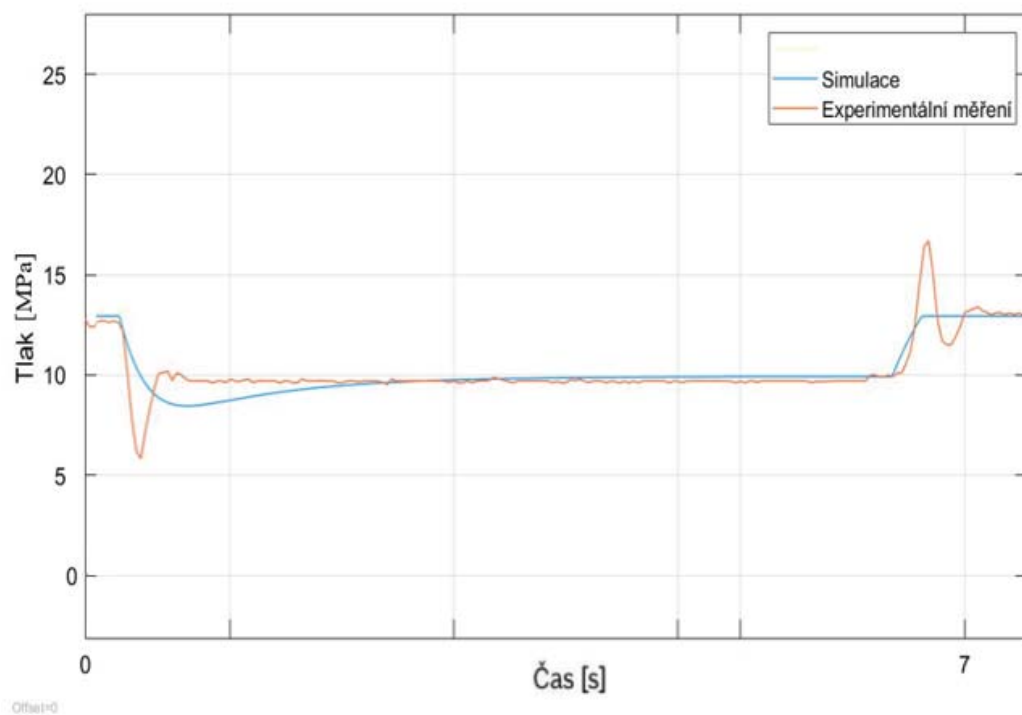
Pro simulace k ověření tlakového průběhu v okruhu nástavby stroje byl použit naměřený průběh výstupu z joysticku, kterým byl stroj řízen v průběhu měření. Hodnota maximálního tlaku v okruhu byla na hydrogenerátoru nastavena na 13 MPa. Výsledky verifikačních simulací pro různé funkce a otáčky elektromotoru jsou na následujících obrázcích. Některé oblasti stabilního průběhu byly, pro názornost obrázku, ořezány – důležité oblasti jsou v přechodech.



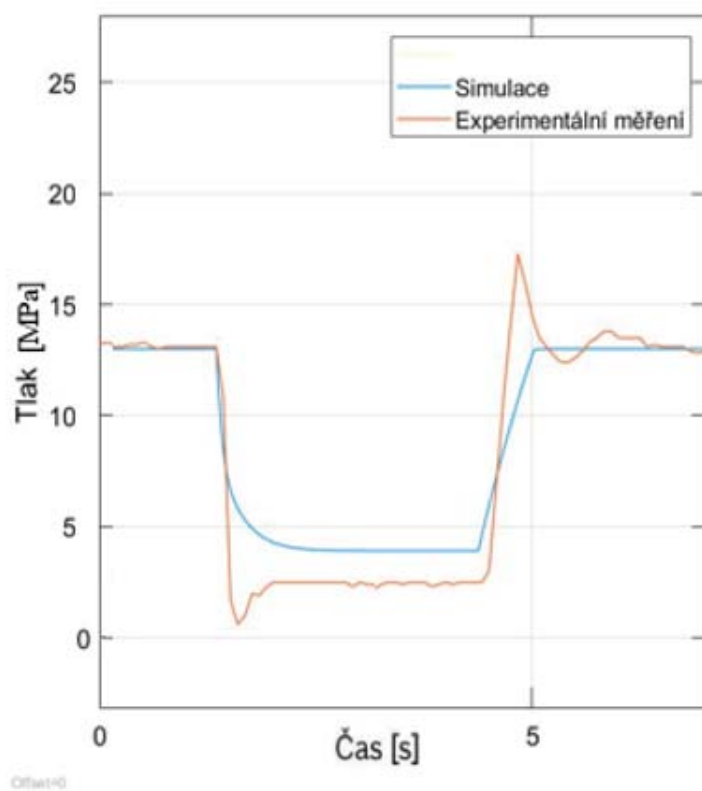
Obr. 85 Verifikační simulace, funkce BOOM, otáčky EM 1500 min⁻¹



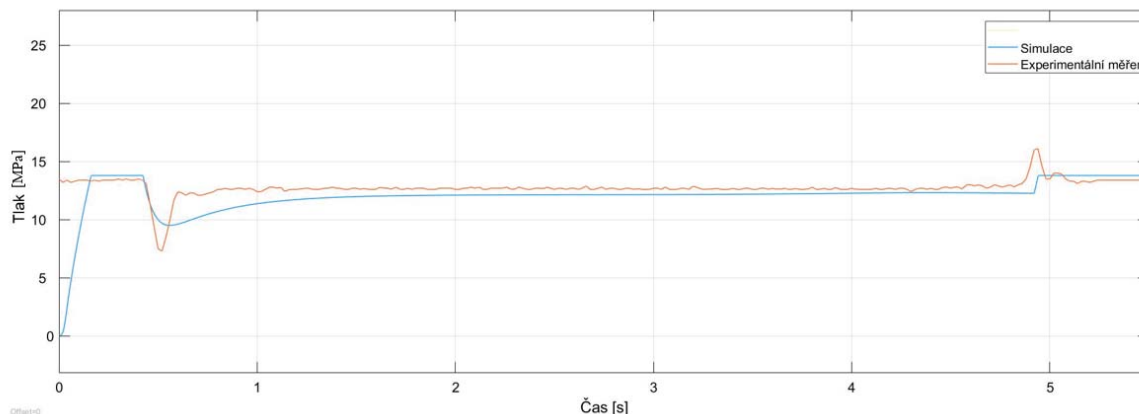
Obr. 86 Verifikační simulace, funkce TELESCOPE, otáčky EM 1500 min⁻¹



Obr. 87 Verifikační simulace, funkce SHOVER, otáčky EM 1500 min⁻¹



Obr. 88 Verifikační simulace, funkce TELESCOPE, otáčky EM 2500 min⁻¹

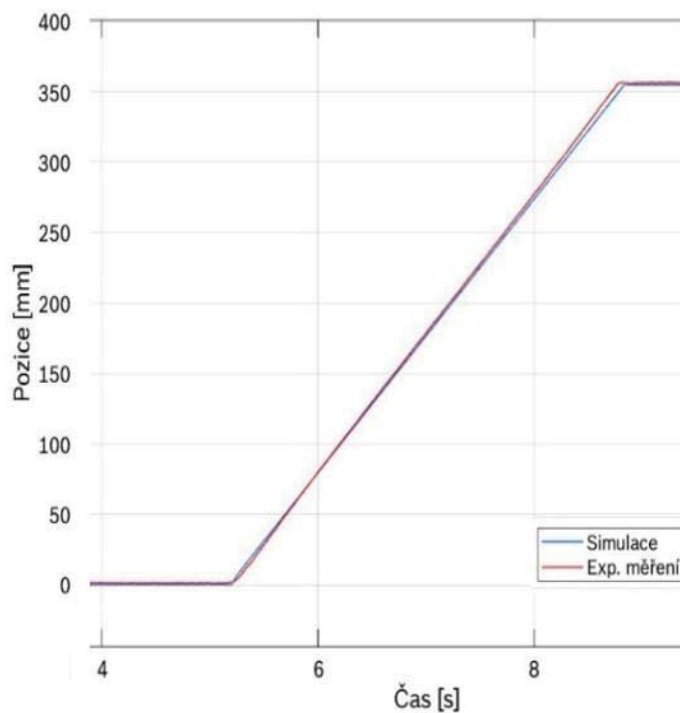


Obr. 89 Verifikační simulace, funkce SHOVEL, otáčky EM 2500 min⁻¹

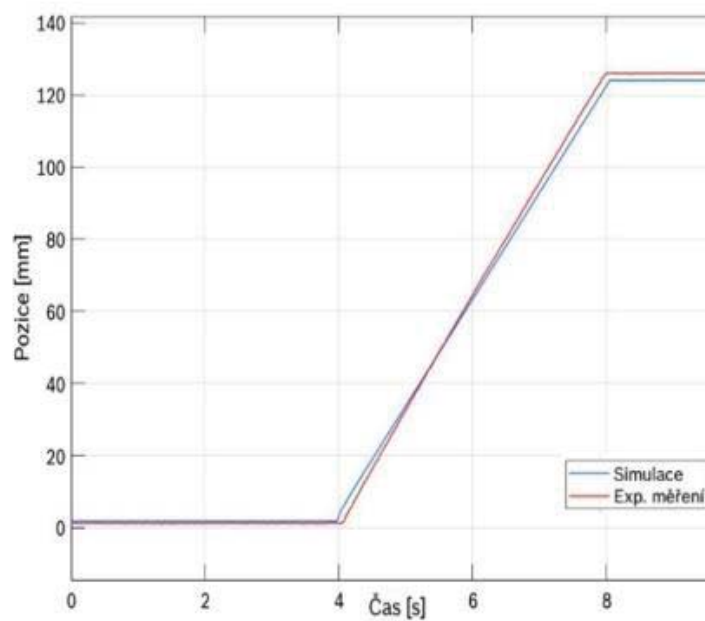
Z průběhů vyplývá schopnost modelu předvídat chování tlaku v okruhu. Při odběru spotřebiče se průběhy tlaku stabilizují na téměř identických hodnotách. V případě vyšších otáček elektromotoru byla zaznamenána jistá odchylka. Průběh simulace a experimentálního měření se taky značně liší v přechodech mezi stavem, kdy spotřebič odebírá výkon ze systému a stavem bez odběru.

10.2.2 Poloha přímočarých hydromotorů návstavby

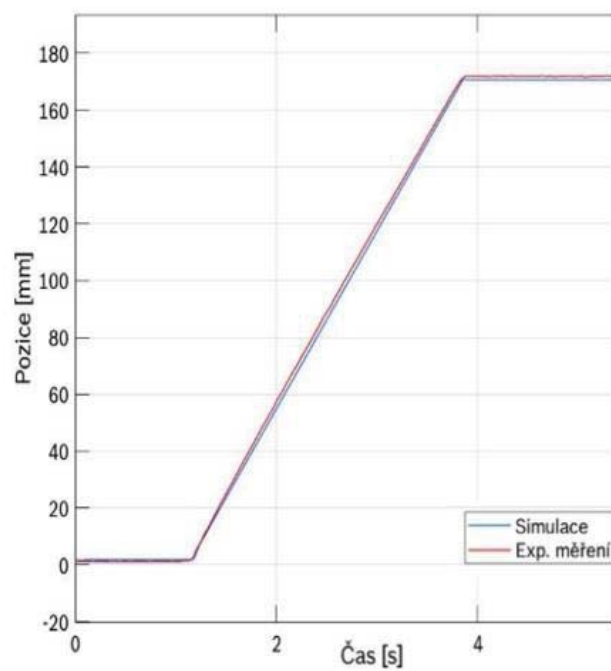
Analogicky k předchozí verifikaci tlaku v okruhu návstavby bylo provedeno měření polohy přímočarých hydromotorů. Postup byl jednotný, záznam průběhů řídicího signálu v joysticku byl použitý jako řídicí signál i v simulaci.



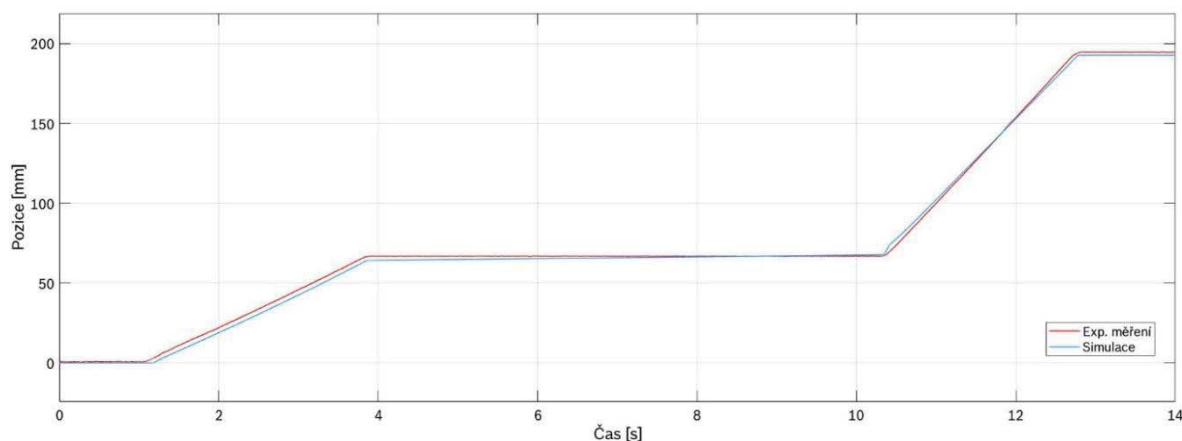
Obr. 90 Poloha přím. hydromotoru HV 2, otáčky EM 2000 min⁻¹



Obr. 91 Poloha přím. hydromotoru HV 1, otáčky EM 1000 min⁻¹



Obr. 92 Poloha přím. hydromotoru HV 1, otáčky EM 2000 min⁻¹

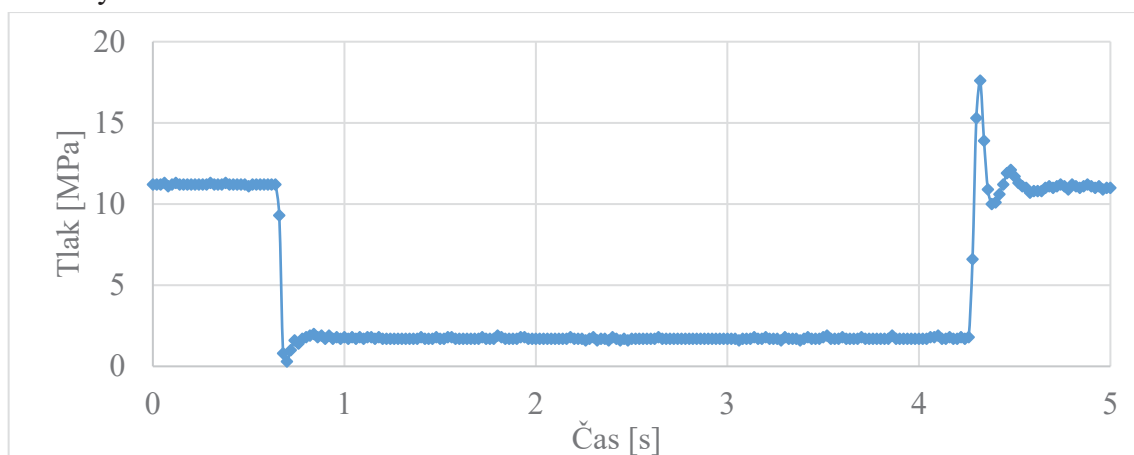


Obr. 93 Poloha přím. hydromotoru HV 3, otáčky EM 2000 min-1

Na výše uvedených obrázcích je vidět simulované průběhy polohy a experimentálně naměřené. Odchylka simulačního modelu je minimální, tudíž v tomto ohledu potvrzuje téměř dokonalou schopnost modelu předvídat polohu mechanického ramene. Zvláště zajímavý je Obr. 93 kde je vidět pohyb přímočarého hydromotoru ve dvou různých časech. Z Obr. 92 si lze všimnout, že mezi cca 1 až 4 sekundou byl v pohybu přímočarý hydromotor s označením HV 1. Pohyb hydromotoru HV 3 je v tuto dobu pouze pohybem závislým. Jedná se o korekci úhlu naklonění lžice mechanického ramene – tzv. Paralelogram, jehož funkce byla vysvětlena v řešeršní části této práce.

11 OPTIMALIZACE MODELU STROJE NA ZÁKLADĚ NAMĚŘENÝCH DAT

V předchozí kapitole byl model verifikován. Z pohledu pohybů přímočarých hydromotorů je možné model považovat za velmi přesný. Pohyb hydromotoru je závislý na průtoku hydraulické kapaliny systémem. Simulace tlaku během odběru energie spotřebičem ze systému vykazovala značnou nedokonalost modelu předvídat přechodný průběh proměny potencionální energie na kinetickou (tlak na průtok). Pro systém jako takový je tento průběh důležitý, jelikož, jak ukázalo experimentální měření, těsně po uzavření ventilu rozvaděče dojde ke chvilkovému nárustu tlaku až na 150% regulované hodnoty.



Obr. 94 Špičkový nárůst tlaku (4,3 s), funkce BOOM, otáčky EM 1750 min⁻¹

Model je tedy nutné upravit do podoby, aby tyto zákmity byl alespoň částečně schopný předvídat. Toho je možno dosáhnout dvěma způsoby:

- Identifikací a vyladěním parametrů, jež na tento jev můžou mít vliv
- Principiální úpravou subsystému stroje, respektive jejich doplnění pro jejich zpřesnění

Pro tento úkol byla tedy nejprve použita analýza možných parametrů, jež může mít na tento jev dopad a pak jejich hodnoty byly optimalizovány pomocí funkce *Parameter Estimation*.

11.1 Funkce Parameter Estimation pro ladění parametrů

Parameter Estimation je součástí doplňkového balíčku Simulink Design Optimization. Nástroj odhaduje parametry se známou strukturou v Simulinku pomocí naměřených dat. Tento nástroj zvyšuje přesnost modelu tak, aby model reprezentoval naměřené chování modelovaného stroje. Pomocí optimalizačních algoritmů nástroj hledá takové parametry, které minimalizují rozdíl mezi daty simulovanými a naměřenými. V prvních iteracích je propočítán vliv a citlivost jednotlivých parametrů.

Pro použití tohoto nástroje byla potřeba model upravit do podoby, ve které nahradily parametry proměnné, jimž se přiřazují hodnoty právě na základě tohoto odhadu.

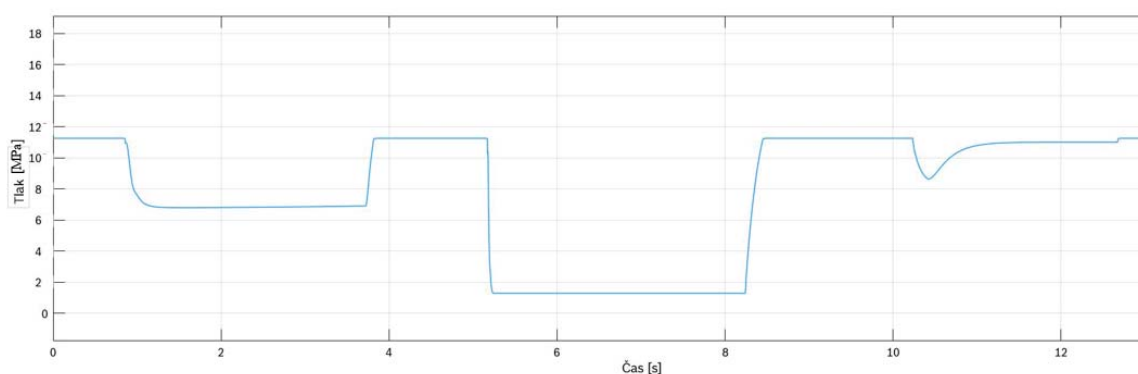
Vznik tlakových špiček při uzavření ventilu může být způsobený různými faktory. Na základě znalostí systému byly určeny jako možné příčiny tohoto jevu tyto parametry:

Tab. 12 Identifikované parametry

Kód parametru	Jednotky	Název
ab ₁ , ab ₂ , ab ₃ , ab ₄	m ²	Plocha ventilu – BOOM sekce
at ₁ , at ₂ , at ₃ , at ₄	m ²	Plocha ventilu – TELESCOPE sekce
as ₁ , as ₂ , as ₃ , as ₄	m ²	Plocha ventilu – SHOVEL sekce
hp_flex	mm/bar	Koeficient flexibility hyd. vedení
air_tr	-	Relativní množství vzduchu v systému

Těmto parametrům bylo nutné přiřadit počáteční podmínku (hodnotu). To je realizováno souborem, do kterého se dané proměnné ukládají. Ten je nutné před spuštěním výpočtu načíst. Volba těchto počátečních hodnot je stěžejní pro přesnost a rychlost konvergence PE, při zvolení nevhodných hodnot tento algoritmus nedospěje k uspokojivému výsledku. Proto před spuštěním tohoto algoritmu byly aproximovány některé parametry na základě testovacích simulací – především parametry související z pružnosti hydraulického okruhu.

I přes optimalizaci parametrů pomocí tohoto nástroje nebylo dosaženo požadovaného účinku. Jak ukazuje obrázek níže, simulovaný průběh stále nezachycuje jakékoliv tlakové špičky při uzavření ventilu rozvaděče jednotlivých sekcí. Na obrázku níže je zobrazen průběh simulace, kde bylo postupně pohybováno přímočarými hydromotory HV 1, 2, 3.



Obr. 95 Simulace s optimalizovanými parametry, otáčky EM 1750 min⁻¹

11.2 Tvorba alternativního modelu pro dosažení přesnějších výsledků

Z obrázku výše je jasné, že optimalizací parametrů vybraných subsystémů bylo dosaženo jistých vylepšení, zejména v oblasti přechodu do nižších tlaků. Bohužel model stále není schopný nasimulovat vznik špičkového tlaku při uzavření ventilu. Z toho vyplývá, že chyba je v koncepci modelu. Proto byla věnována větší pozornost modelu regulačního hydrogenerátoru. Vzhledem k faktu, že tato tlaková špička je velmi krátkého trvání, je možno usoudit, že se jedná o hydraulický ráz. V momentě plného uzavření ventilu totiž hydrogenerátor pořád běží v plném záběru a regulace bude reagovat v momentě, kdy tento tlak dorazí i do regulačního ventilu hydrogenerátoru. Délka této reakce závisí na délce hydraulické trasy:

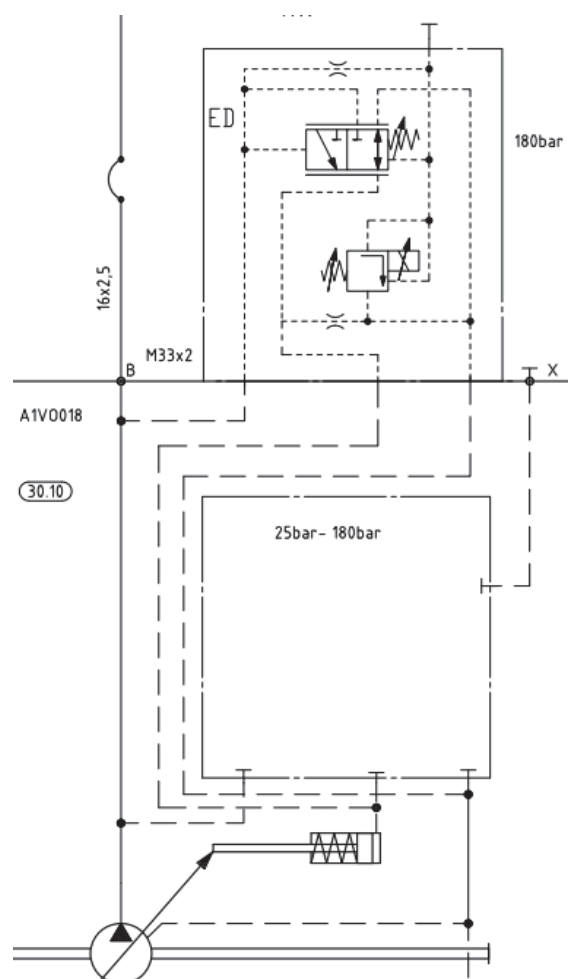
$$t_{\text{rázu}} = L * a^{-1} \quad (36)$$

kde:

L [m] je délka hydraulické trasy mezi ventily rozvaděče a regulace HG
 a [m/s] je rychlost zvuku (343 m/s)

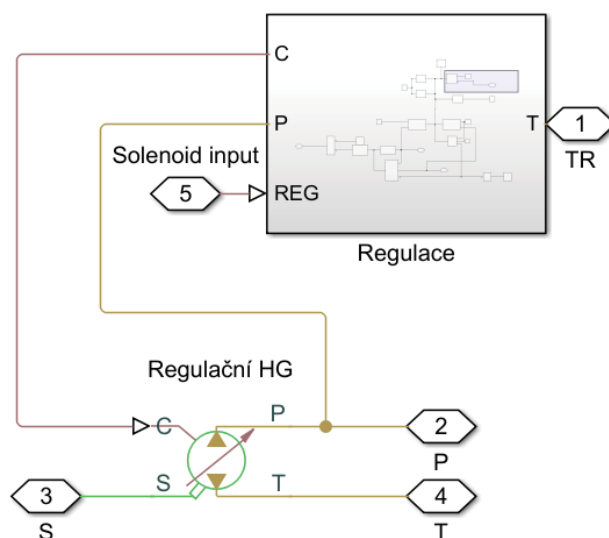
Mimo tento jev je známo, že sama regulace reaguje s jistou odezvou. Jak je vidět ovšem na obrázku výše, model reaguje ideálně, okamžitě. Dle popisu modelu hydrogenerátoru v kap. 6.1 je regulace realizována pouze soustavou rovnic, které nezahrnují časovou prodlevu reakce. Z tohoto důvodu je nutné tento subsystém vhodně upravit. Jednou z možností je úprava rovnic popisujících tlakovou regulaci hydrogenerátoru, avšak k tomuto je potřeba důkladných znalostí funkce regulace a experimentálních měření. Druhou možností je použít model regulačního hydrogenerátoru bez tlakové kompenzace a tlakovou regulaci doplnit jako subsystém regulující průtok hydrogenerátoru. Vzhledem ke znalosti vnitřní struktury tlakové regulace, byla tato možnost uznána za vhodnou.

Princip regulace s označením *D3 – Pressure controller with override* společnosti Bosch Rexroth využívá k ovládání regulaci tlaku proporcionální solenoidovou cívkou a přetlakový ventil. Solenoid umožňuje dynamické spínání přetlakového ventilu na hodnotu tlaku v rozmezí 100-250 bar. V případě ztráty elektrického signálu k přetlakovému ventilu se hodnota tlaku ustálí na maximu, jež je dáno přetlakovým ventilem (zpravidla 250 bar – je možno mechanicky nastavit). Na obrázku níže je zobrazeno hydraulické schéma čerpadla A1VO18 s aplikací regulace D3 [5].



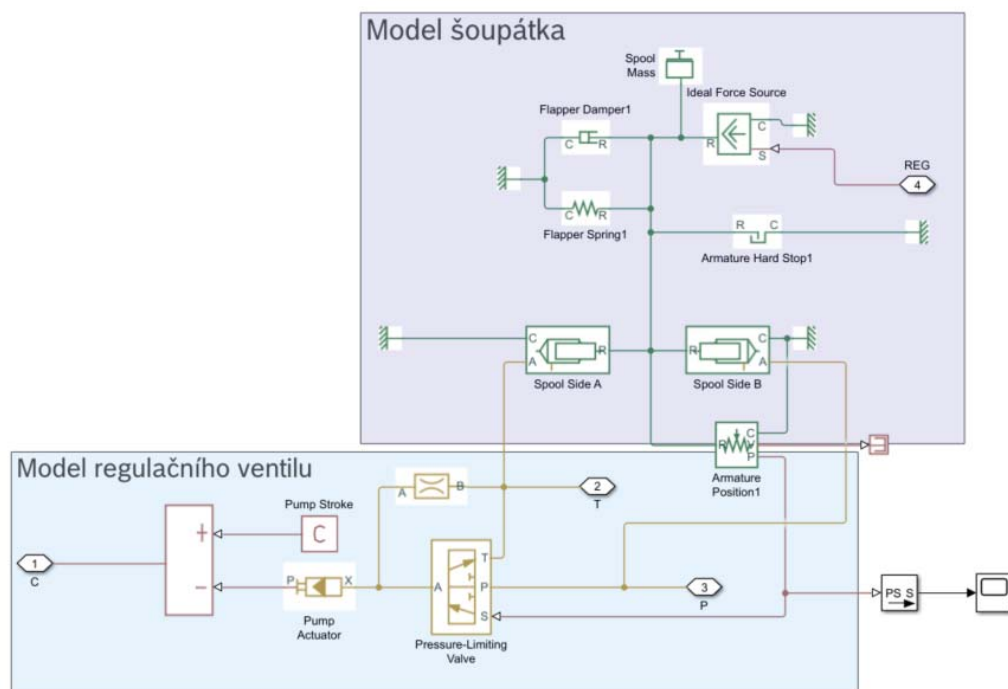
Obr. 96 Tlaková kompenzace hydrogenerátoru AIVO18, hydraulické schéma [5]

Nový model HG je tedy realizován jako model bez tlakové kompenzace HG s proměnlivým výtlakem z knihovny Simscape Fluids, kde právě zmiňovaný výtlak je řízen signálem ze subsystému regulace vytvořeným dle hydraulického schématu na Obr. 11 a je tvořen bloky z knihovny Simscape Mechanical.



Obr. 97 Nový model hydrogenerátoru AIVO18, vrchní struktura

Vnitřní strukturu subsystému regulace je možno rozdělit do dvou částí. Jedna vyjadřuje mechanické vlastnosti ovládacího šoupátka a druhá vlastnosti ventilu, jenž je ovládán tímto šoupátkem. Šoupátko svým pohybem do jedné anebo druhé strany řídí otevření ventilu v závislosti na tlaku. Pohyb šoupátka je realizován elektromagnetickým jevem. Elektrický signál posílaný z ŘJ do solenoidu v něm vytváří sílu, jež působí na pružinu a vychyluje šoupě do stanovené polohy. Tento model je zobrazen na obrázcích níže:



Obr. 98 Vnitřní struktura modelu hydrogenerátoru AIVO18

Vytvořením tohoto sofistikovanějšího modelu, byly vytvořeny další parametry, které bylo nutné verifikovat. Vzhledem k nedostatku přesných informací k modelu šoupátka, byly tyto parametry aproximovány dle běžných standardů. Následovně byly pomocí algoritmu PE a analytických znalostí optimalizovány. Aproximované parametry byly následující:

Tab. 13 Parametry modelu šoupátka

Parametr	Aproximována hodnota	Jednotka	Symbol
Hmotnost šoupátka	0.1	kg	m
Koeficient tlumení	10	N/(m/s)	b
Tuhost pružiny	50	N/m	k
Plocha pístu šoupátka	0.05	mm ²	s

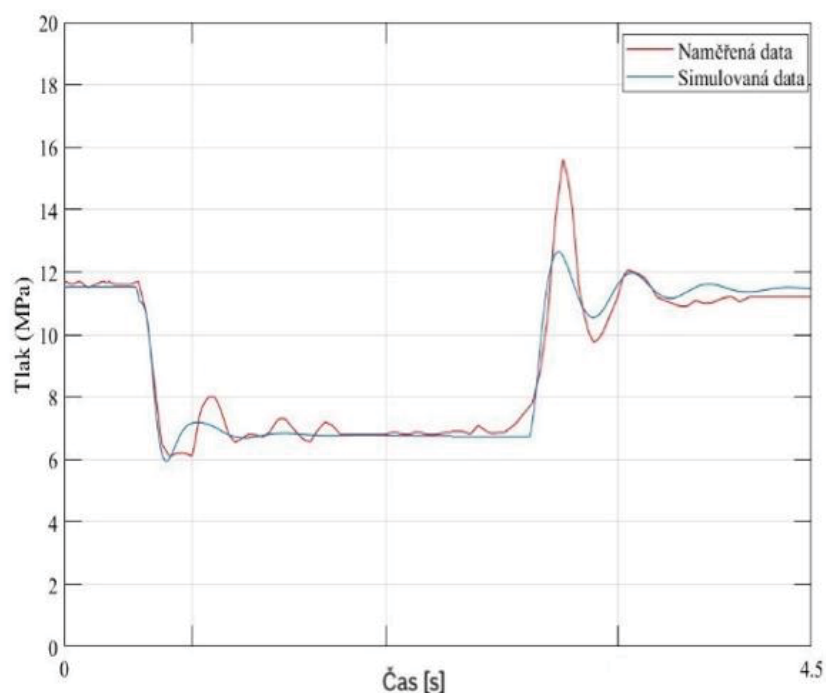
Pomocí PE algoritmu byly tyto hodnoty zpřesněny do podoby, kde se výsledek velmi přiblížil realitě. Se znalostí teorie tlumeného kmitání byly tyto parametry ještě jemně upraveny do uspokojivé podoby.

Z rovnice rovnováhy pro tlumené kmitání s 1° volnosti:

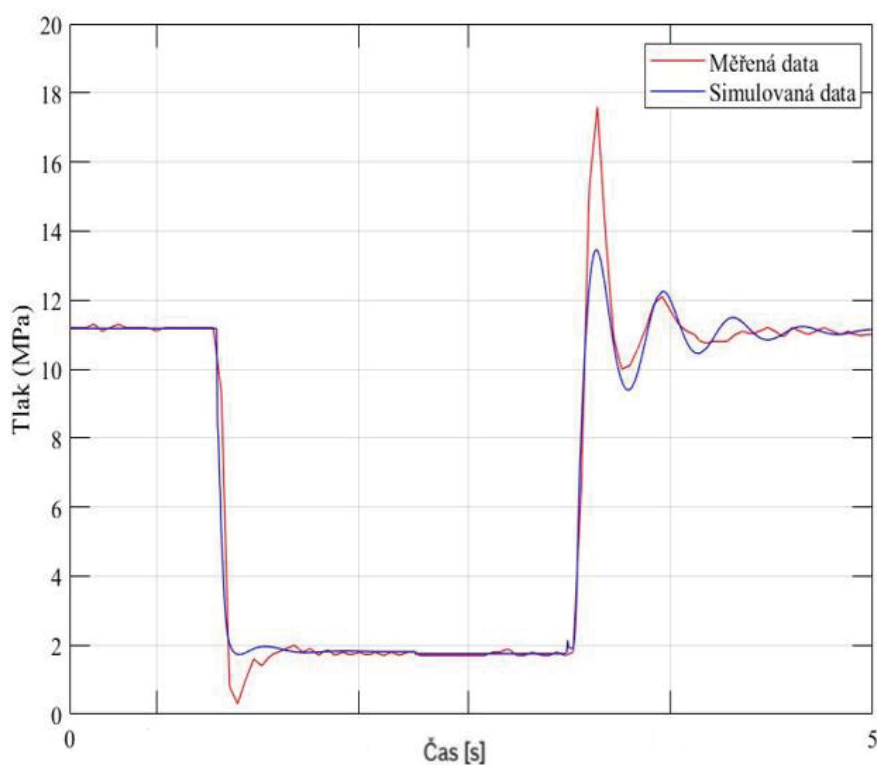
$$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = Q \quad (37)$$

je možné vyvodit, že hodnota hmotnosti šoupátka bude mít vliv na periodu kmitu, poměr hmotnosti a tuhosti pružiny na velikost amplitudy a koeficient tlumení na dobu než dojde k útlumu zákmitů.

S takto upraveným modelem bylo dosaženo těchto průběhů verifikačních simulací:



Obr. 99 Verifikační simulace s modelem nového HG – BOOM, 1750 min^{-1}



Obr. 100 Verifikační simulace s modelem nového HG – TELESCOPE, 1750 min^{-1}

12 DALŠÍ ALTERNATIVNÍ VARIANTY MODELŮ A JEJICH PŘÍNOS

V této práci byl zpracován model stroje zaměřený na hydraulickou část stroje. Vzhledem k optimalizaci výpočtu simulací je vhodné modely takto specializovat v souladu s aktuální fází projektu a aktuálně zkoumanými objekty. Každý funkční blok v modelu, jehož vliv na sledovaný výsledek je zanedbatelný i přes tento fakt zvyšuje náročnost výpočtu. Nejvíce se toto projeví při spuštění některého z optimalizačních algoritmů jako je např. zmíněný *Parameter Estimation*, či jiných. Výpočty tohoto algoritmu pro tento model zpravidla trvaly i několik hodin. Z tohoto důvodu nemá smysl tvořit důkladný model stroje se všemi prvky modelovány do detailu. Práce s tímto modelem by byla velmi zdoluhavá a neefektivní. Z tohoto důvodu je vhodné postupovat metodou „per partes“ a model vhodně uzpůsobovat jeho účelu. Toho může být dosaženo vynecháním části modelu jež na sledované parametry nemají vliv, případně zjednodušením již dříve zkoumaných parametrů.

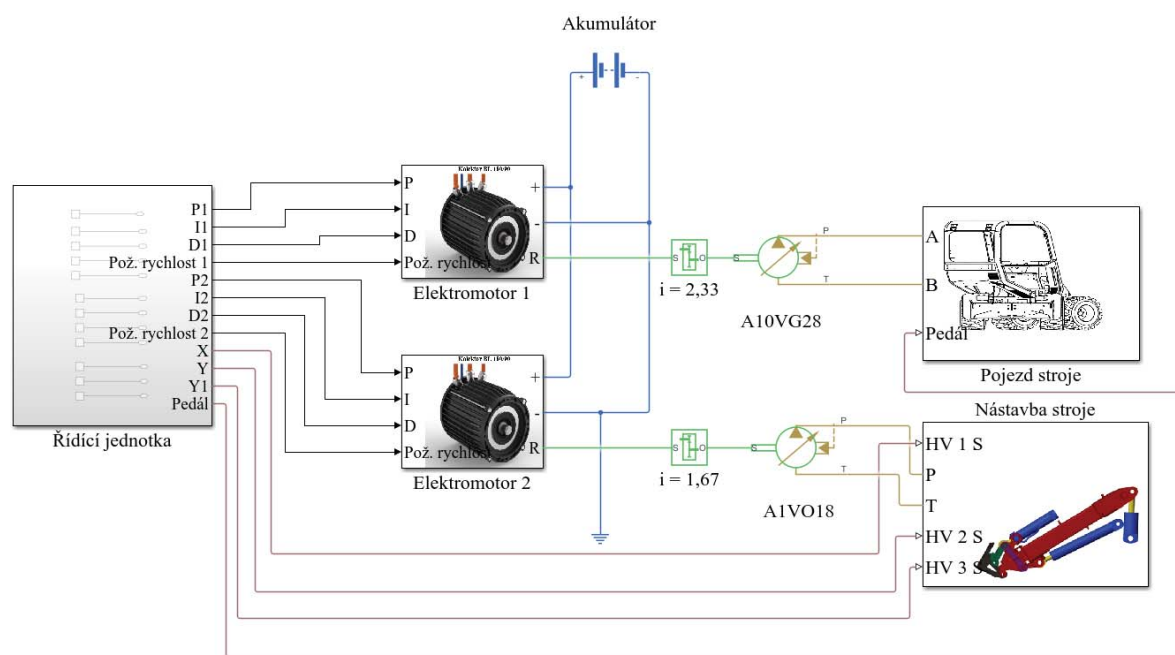
V této kapitole jsou proto představeny alternativní verze modelu k projektu kolového nakladače, pro použití v dalších fázích projektu. Jedná se pouze o schématické a principiální návrhy, modely nejsou funkční.

12.1 Model pro optimalizaci parametrů elektromotorů a řídicích procesů

Model zobrazený na Obr. 101 Návrh modelu pro optimalizaci parametrů elektromotorů je doplněn o model elektromotoru představený v kap. 6.3 a o model akumulátoru. Parametry ovlivňující kvalitu regulace elektromotoru – P, I, D koeficienty jsou v tomto případě dynamické a je možné je měnit v řídicí jednotce. Jejich propojení s hydraulickou a mechanickou částí stroje by umožnilo zkoumat jejich ideální parametry na základě provedených měření a simulací. Nejdříve by bylo nutné modely verifikovat a v případě, že by model byl schopný predikovat chování stroje s dostatečnou přesností, by bylo možné hledat ideální parametry pomocí simulací.

Hledání ideálních parametrů PID regulátoru je možné realizovat vícero způsoby. Nabízí se použití klasických heuristických metod, případně v rámci SIMULINKU funkcí *PID tuner*, *Frequency response tuner* anebo *Parameter Estimation*.

Jelikož elektromotory jsou vystavovány proměnlivé zátěži, hledání ideálních parametrů může být velice složité. Zejména v případě pohonu hydraulického okruhu nástavby se jedná o zátěž závislou na nákladu v lžici ramene a aktuální poloze ramena. V tomto případě by ideálním řešením mohlo být nastavení parametrů regulace v závislosti na aktuálním pracovním módu stroje.



Obr. 101 Návrh modelu pro optimalizaci parametrů elektromotorů

12.2 Model pro energetickou analýzu a optimalizaci

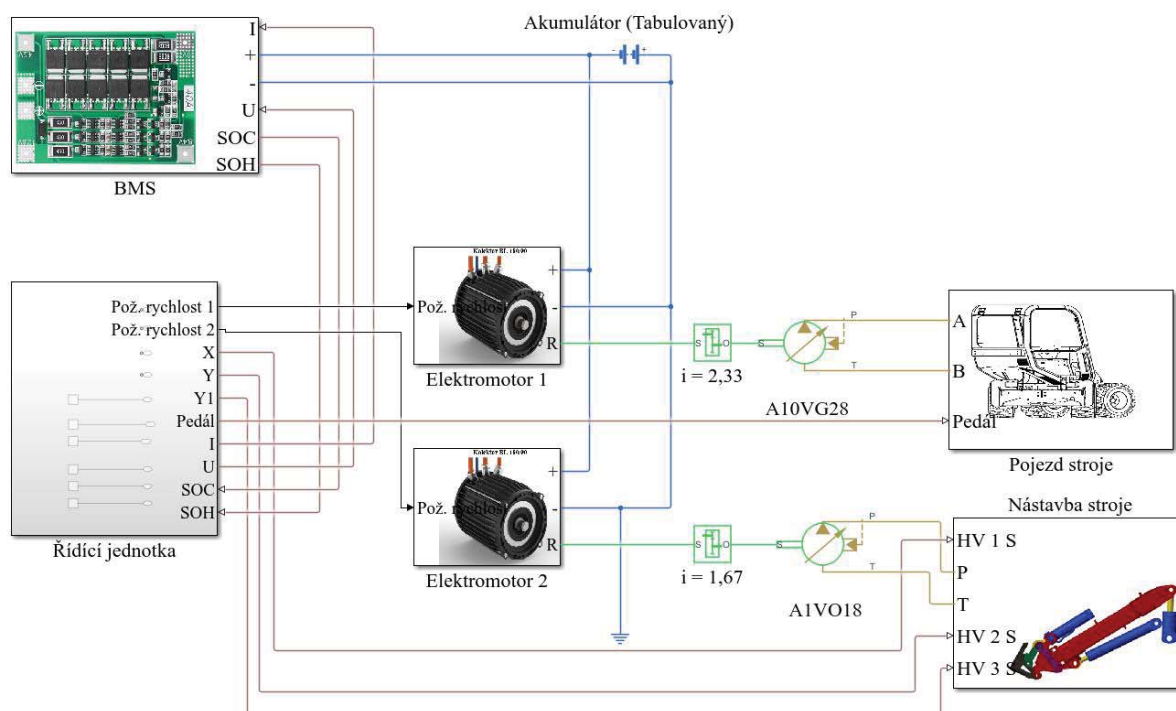
Další oblasti výzkumu v rámci tohoto projektu se počítá s optimalizací stroje ve smyslu energetické efektivity. V tomto případě je nutné model doplnit o model *Battery management system* a detailnější model akumulátoru. V modelu BMS a Akumulátoru je nutno zohlednit vnitřní pochody energie v rámci balancování a je nutné sledovat aktuální stav energie v systému.

Verifikace modelu by znovu měla být provedena na základě měření, sledujícího zvláště energetickou náročnost jednotlivých operací.

Doposud se v praxi energetickou analýzu provádělo reálným testováním funkčního vzorku a sledováním parametrů akumulátoru. Avšak v případě modelu s dostatečnou přesností odhadu náročnosti jednotlivých úloh a dostatečné rychlosti výpočtu simulací, je zkoumání ideálních pracovních režimů možné i pomocí modelu.

Předností této metody může být souběžné testování na vícero výpočetních jednotkách a tím urychlení celého procesu – v rámci výzkumných projektu je realizován zpravidla jediný funkční vzorek. Navrhovaný model k energetické optimalizace je zobrazen na Obr. 102 Model pro energetickou analýzu a optimalizaci Obr. 102.

Takovýto model by byl vhodný také pro odhad maximální pracovní doby stroje na základě typizovaných pracovních cyklů pro daný stroj.



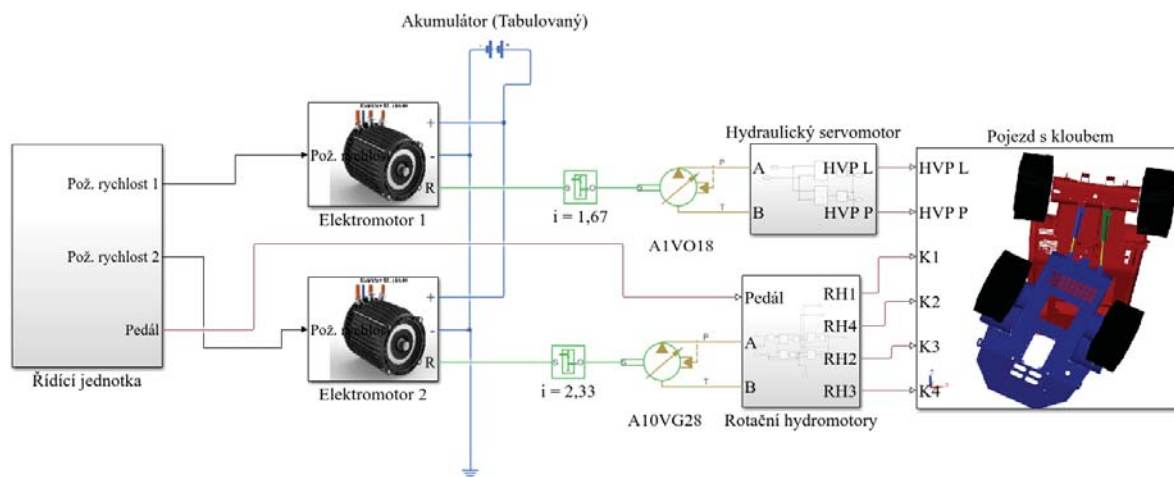
Obr. 102 Model pro energetickou analýzu a optimalizaci

12.3 Model dynamiky jízdy a kloubového mechanismu

Další možnou zájmovou oblastí je pojezd stroje a kloubový mechanismus. Natáčení stroje je realizováno skrze hydraulický servopohon, který je poháněn hydraulickým okruhem nástavby. Servopohon je propojený s dvojicí přímočarých hydromotorů, které jsou zapojeny proti sobě. Tím je dosaženo zalomení stroje pod určitým úhlem.

Pro vytvoření modelu, který je schopný simulovat tento mechanismus je nutné vytvořit zjednodušený 3D model stroje s dvojicí přímočarých hydromotorů a kloubovým mechanismem. To může být realizováno skrze plug-in doplněk *Simscape™ Multibody™ Link* stejně jako u modelu nástavby stroje. Velice vhodným rozšířením modelu by bylo použití knihoven *Simscape Multibody Contact Forces Library*, pomocí kterých je možné simulovat interakci mezi tělesy s uvážením kontaktních sil. Bylo by možné tedy sledovat dynamické vlastnosti jednotlivých kol v závislosti na adhezi podložky. Bylo by možné ověřit anebo optimalizovat funkce tlakové kompenzace a děliče průtoku na podložce s heterogenní adhezí – tlaková kompenzace by měla zajistit ideální distribuci točivého momentu na kola stroje.

Je však nutné podotknout, že tento model by byl velice složitý a jeho verifikace obtížná. Návrh takového modelu je zobrazen na Obr. 103.



Obr. 103 Model s kloubovým mechanismem

12.4 Zhodnocení poznatků z tvorby modelů k projektu 0EWL

Proces tvorby modelů je velice intuitivní a přístup jednotlivých tvůrců může být velice individuální. K uspokojivému výsledku nevede pouze jedna správná cesta a alternativních řešení se nabízí nespočet. Na základě zkušeností nabytých při tvorbě této práce lze však tvrdit, že zvolený postup od nejzákladnějších dílčích modelů k celkovému modelu je správný. Postupným ověřováním funkce každého přidaného subsystému se lze vyvarovat situace kde model není funkční a identifikace chybového elementu bude obtížná právě z nedostatečného ověření funkcí subsystémů. Pro identifikaci chybového elementu slouží funkce SIMULINKu *Diagnostic Viewer*, který ovšem nemusí odhalit pravou povahu problému.

Během testování modelu simulacemi je důležité správně nastavit parametry bloku *Solver Configuration*. Tímto blokem je nastaven charakter a přesnost výpočtů soustavy rovnic celého modelu. Lze nastavit velikost časového kroku se kterým je výpočet proveden, typ řešiče, počty iterací nelineárních operací a spoustu dalších parametrů.

Obecně lze tvrdit, že při kladení důrazu na přesnost výsledků roste náročnost, a tedy i čas výpočtu simulace. Tato náročnost je také ovlivněná sofistikovaností samotného modelu, a proto je vhodné model zjednodušovat v uzlech, které nejsou zájmovou oblastí anebo na výsledek nemají podstatný vliv. Další úspory je možné dosáhnout linearizací vztahů mezi bloky, pokud je to možné.

V případě optimalizační funkce *Parameter Estimation* je velice důležité nastavení počátečních podmínek. V případě zvolení počátečních podmínek vzdálených daleko od reality může dojít k nesprávnému vyhodnocení algoritmu a je pravděpodobnost, že algoritmus uvázne v lokálním minimu. Zvolení vhodných počátečních podmínek taky vede k rychlejší konvergenci k výsledku, a tedy ke zkrácení výpočtového času.

13 DISKUZE

V rámci této práce byly postupně vytvořeny dílčí modely jednotlivých komponent použitých v Konceptu 0EWL. Parametry těchto subsystémů byly zvoleny na základě katalogových listů výrobce, provedených měření anebo obecných znalostí. Pro model mechanického ramene byla zvolena knihovna *Simscape Multibody* a geometrie, poloha těžiště, momenty setrvačnosti a hmotnosti jednotlivých těles byly převzaty z vytvořeného zjednodušeného 3D modelu. To umožňuje výsledné simulace prezentovat nejenom ve formě grafů, ale i ve formě videa se simulovanými pohyby. Demonstrační ukázkou lze nalézt v příloze č.1: *Demonstrační simulace.gif*. Použití tohoto typu modelu nepřináší jenom vývojové výsledky, ale jsou vhodné i pro marketingovou prezentaci stroje. Prostředí SIMULINKU navíc nabízí široké možnosti grafických úprav modelu.

Zjednodušený model stroje byl zaměřen na ověření návrhu hydraulické struktury stroje. Model pojezdu poukázal na nedostatky v návrhu, a to především v použití kombinace elektromotoru Kolektor BL 180/90 s hydrogenerátorem A10VG28 s převodovým poměrem $i=1,67$ ($5/3$). Při použití těchto komponent, model předvídá maximální dosažitelnou rychlost 9,8 km/hod což oproti stanoveným 15 km/hod je pro zadavatele projektu nepřijatelné. Na základě variačních simulací lze usoudit, že by bylo možné dosáhnout zlepšení úpravou převodového poměru na $i=2,33$ ($7/3$) a zachování současného hydrogenerátoru anebo zachování zvoleného převodového poměru a změnu použitého hydrogenerátoru na A10VG18. V obou případech je dosaženo zlepšení o téměř 2 km/hod (11,9 km/hod a 11,5 km/hod) avšak varianta s A10VG18 navíc ušetří náklady za vývoj a výrobu plechových konzol, řemenového převodu a v poslední řadě ušetří značnou část zástavbového prostoru. Avšak v rámci projektu bylo od této navrhované úpravy upuštěno, zejména z důvodu i tak nedostatečné maximální rychlosti stroje. Z tohoto důvodu nebyly provedeny simulace zkoumající stoupavost stroje.

Měření tlaku v okruhu nastavby stroje a měření polohy přímočarých hydromotorů byly použity pro verifikaci zjednodušeného celkového modelu stroje. Tento model byl schopen predikovat ustálené hladiny tlaku při zatěžování jednotlivých hydromotorů s maximální odchylkou 10 % (v průměru jen 5 %), ale nebyl schopný správně odhadnout reakci tlaku v okruhu při přechodu mezi jednotlivými stavy. Jistého zlepšení modelu bylo dosaženo použitím optimalizační funkce *Parameter Estimation* a úpravou modelu hydrogenerátoru se sofistikovanějším subsystémem regulace. Po těchto úpravách model nevykazoval odchylku vyšší než 4 % (v průměru 2 %). Podobné hodnoty odchylek byly zaznamenány při verifikaci modelu na základě měření polohy přímočarých hydromotorů. Na výslednou přesnost neměla vliv optimalizace modelu hydrogenerátoru.

Pro další fázi projektu byly vytvořeny návrhy modelů v souladu s plánem projektu. V této části byla provedena verifikace modelu zaměřeného především na hydraulickou část. Jako další krok je navrhováno použití modelů elektromotorů s PI regulací, které by mělo sloužit ke hledání ideálních parametrů této regulace pro plynulý běh motorů a ideální ovládání stroje. Po nalezení těchto parametrů a jejich ověření je navrženo doplnění modelu detailním dílčím modelem akumulátoru. Tento model by sloužil pro energetickou analýzu, stanovení maximální pracovní doby stroje a měl by za úkol ověřit navrhované řídicí algoritmy. Standardně je na strojích možnost volby pracovního módu (např. ECONOMY, NORMAL, PERFORMANCE). Ověření volby omezujících parametrů pro tyto pracovní módy by bylo možné zpracovat pomocí výše uvedeného modelu s akumulátorem.

14 ZÁVĚR

V první části této práce je vypracovaná poměrně obsáhlá rešerše na aktuální stav poznání typických komponent používaných v mobilní hydraulice. Byl představen projekt bezemisního kolového nakladače a základní myšlenka matematického modelování dynamických systému. Obsáhlost této části je nezbytná pro jasnou představu o vnitřních pochodech kolového nakladače. Jedná se o koncept stroje s elektrohydraulickým pohonem pojezdu a mechanického ramene. Dvojice separátních hydraulických obvodů je poháněna hydrogenerátory spojenými skrz řemenový převod s elektrickými motory. Zdrojem energie pro elektrické motory je výkonový akumulátor.

Díličí modely těchto komponent stroje byly vytvořeny v prostředí SIMULINK Simscape. Předpřipravené bloky byly parametrizovány dle dostupných katalogových listů, měření anebo všeobecných znalostí. Logické spojení komponent bylo provedeno v souladu se schématickým návrhem Konceptu 0EWL. Následovně byla ověřena funkčnost jednotlivých subsystémů základními simulacemi. V případě dostupných dat z měření pro daný subsystém (např. testování hydrogenerátoru, průběhy průtoku rozváděče) byly subsystémy na základě těchto měření kalibrovány. Po ověření funkcí dílčích modelů bylo přistoupeno k tvorbě celkového zjednodušeného modelu. Byly použity zkalibrované modely a spojeny do logického celku reprezentující celkový model. Ten se skládá ze dvou okruhu – otevřený okruh nastavby pro pohyb ramene a uzavřený okruh pro pojezd stroje se čtveřicí hydromotorů umístěných do kol stroje. Oba modely byly otestovány funkčními simulacemi. V případě pojezdu byla ověřena funkce a přínos použití tlakového kompenzátoru mezi koly. Byla ověřena vhodnost zvolených komponent a na základě variačních simulací byla navržena úprava současného řešení změnou hydrogenerátoru na A10VG18 se kterým stroj dosáhne o 21 % vyšší rychlosti pohybu. Alternativou je úprava řemenového převodu na převod s poměrem 7/3 ($i = 2,33$). V další části byla provedena verifikace modelu okruhu nastavby na základě měření provedených na vytvořeném Konceptu 0EWL. Verifikace dle snímané polohy přímočarých hydromotorů prokázala dostatečnou přesnost modelu, avšak ověření modelu sledováním měřeného a simulovaného tlaku v okruhu poukázalo na neschopnost modelu předvídat tlakové špičky vznikající v okruhu v souvislosti s časovou prodlevou reakce regulace hydrogenerátoru. Optimalizací parametrů a úpravou subsystému hydrogenerátoru A1VO18 s detailnějším pojetím principu fungování regulace bylo dosaženo výrazného zlepšení modelu.

V poslední řadě byly schématicky navrženy alternativní modely pro následující využití v dalších fázích projektu, kde se počítá s energetickou analýzou stroje, návrhem řídicích algoritmů a laděním regulačních parametrů elektromotorů. Také byly zhodnoceny poznatky k procesu tvorby modelů, jejich optimalizace, zhodnocení výpočtových náročností alternativních modelů a optimalizačních algoritmů. Cíle práce byly splněny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MERRIT a HERBERT, „*Hydraulic control systems*,“ New York, 1967. ISBN 978-047-159-617-2
- [2] AXIN, M. *Mobile Working Hydraulic System Dynamics*, Linköping: Linköping University Electronic Press, 2015.
- [3] CENG a G. MOLTON, „*Engineering Adventures*,“ 10 4 2020. [Online]. Available: <https://www.e4training.com/index.php>. [Přístup získán 14 4 2021].
- [4] POLÁŠEK, T. *Návrh hydraulického obvodu přenosné svorníkovací soupravy*, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016.
- [5] „*Bosch Rexroth. The Drive & Control Company*,“ Bosch Rexroth AG, [Online]. Available: <https://www.boschrexroth.com/>. [Přístup získán 15 4 2021].
- [6] PROKEŠ J. a J. VOSTROVSKÝ, *Hydraulické a pneumatické mechanismy*, Praha: SNTL/ALFA, 1988.
- [7] HABRMAN, M. *Hydraulický pohon válcovacího stroje*, Plzeň: ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA, 2015. Bakalářská práce. Vedoucí práce: Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.
- [8] OSIECKI, A. *Hydrostatyczny napęd maszyn*, Warszawa: WNT, 2014. ISBN 978-83-7926-188-8.
- [9] PEŇÁZ V. a D. BENŽA, *Tekutinové mechanismy*, Brno: ES VUT, 1990. 211 s. ISBN 80-214-0082-X
- [10] Hydraulics s.r.o, „*Hydraulické systémy*,“ 2017. [Online]. Available: <https://www.hydraulics.cz/>. [Přístup získán 18 4 2021].
- [11] MARUŠINEC J. a T. PANAČEK, *Studie proveditelnosti pohonu obojživelného vozidla*, Brno: VUT, 2015.
- [12] PACIGA, A. a J. IVANTYŠYN, *Tekutinové mechanismy*, Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1985. 288 s.
- [13] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, Díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. 2. vyd. Ostrava: ES VŠB – TU, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4
- [14] HYDRA-TECH Pumps, „*HYDRAULIC CIRCUITS, OPEN VS. CLOSED*,“ 2016. [Online]. Available: <https://hydra-tech.com/hydraulic-circuits-open-vs-closed/>. [Přístup získán 24 4 2021].
- [15] U. S. N. R. Laboratory, „*A Timeline of NRL's Autonomous Systems Research*,“ Stennis Space Center, MS, Washington DC, 2011.
- [16] BARTOŠÍK, P. „*AUTOMA: Patnáct let sběrnice CAN*,“ FCC PUBLIC, 2001. [Online]. Available: www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=33717. [Přístup získán 25 02 2013].

- [17] PAVELKA, J. *Elektrické pohony*, Praha: ČVUT, 1996. 217s. ISBN 978-80-01-05785-8
- [18] J. R. HENDERSHOT, „*Brushless DC motor phase poles slot configurations*,“ Ohio: Magna Physics Corporation, 2010. [Online]. Available: http://www.jimhenderson.com/Jim_Henderson/Articles_files/brushlessdcmotorphasepoleslotconfigurations.pdf. [Přístup získán 25 4 2021].
- [19] O. KREJČÍ, *Řídicí jednotka pro BLDC motor*, Brno: VUT FEKT, 2014. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. PETR PROCHÁZKA, Ph.D
- [20] „*automatizace.hw*,“ 8 1 2018. [Online]. Available: <https://automatizace.hw.cz/magneticke-senzory-priblizeni-2-dil.html>. [Přístup získán 25 4 2021].
- [21] „*Learnchannel-TV.com*,“ 11 2019. [Online]. Available: <https://learnchannel-tv.com/drives/servomotor/resolver/>. [Přístup získán 27 4 2021].
- [22] „*Battery University*,“ Cadex Electronics Inc., 2021. [Online]. Available: https://batteryuniversity.com/index.php/learn/article/types_of_lithium_ion. [Přístup získán 27 4 2021].
- [23] HLADÍK, Jan. *Monitorovací a ochranný systém baterií*. Brno, 2018, 69 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky. Vedoucí práce: Ing. Jan Knobloch, Ph.D.
- [24] WEN, Sihua. Cell balancing buys extra run time and battery life. *Analog application journal* [online]. 2009(1), str. 14 – 18 [cit. 1. 11. 2017]. Dostupné z URL: <<http://www.ti.com/lit/an/slyt322/slyt322.pdf>>.
- [25] HORT, J. „*Bagry.cz*,“ 2010. [Online]. Available: http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umi_te_nakla. [Přístup získán 09 03 2021].
- [26] DAPPER, „*Multifunkční nakladač a nosič nářadí*,“ 2014. [Online]. Available: www.dapper.cz. [Přístup získán březen 2021].
- [27] „*John Deere*,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.deere.cz/cs/index.html>. [Přístup získán 03 2021].
- [28] FICHTA, M. a J. WEIDENHÖFER, *Analýza funkcí a možností řešení, E01.1 – Volba principů a prvků řešení pro návrh FV*, Brno, 2021.
- [29] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů*, Ostrava: MONTANEX, 1999. ISBN 80-7225-030-2
- [30] ROUBAL, J.; P. HUŠEK a kol, *Základy regulační techniky v příkladech*, BEN - Technická literatura, 2011. ISBN 978-80-7300-260-2
- [31] KUNEŠ, J.; VAVROCH, O. a V. FRANTA, *Základy modelování*, Praha: SNTL, 1989. 264s.
- [32] JIRKOVSKÝ, J. „*Modelování a simulace*,“ *Automa*, pp. 116-117, 8-9 2008.

- [33] MathWorks, „*Simscape*,“ The MathWorks, Inc., 2021. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/simscape.html>. [Přístup získán 28 4 2021].
- [34] CIESLAR, F.; FICHTA, M. a M. OBERT, *Koncept struktury prvků a subsystémů vč. řídicího systému a software pro návrh*, Brno, 2020.
- [35] „*siliXcon*,“ [Online]. Available: <https://silixcon.com/>. [Přístup získán 5 3 2021].
- [36] „*Elektronics and Drives*,“ Kolektor, 2021. [Online]. Available: <https://www.kolektor.com/electronics-and-drives>. [Přístup získán 3 5 2021].
- [37] CIESLAR, F.; WEIDENHOEFER, J. a J. LEČBYCH, *Optimalizace modelu FV vč. návrhu algoritmu řízení pro řešení software*, Brno , 2021.
- [38] „GEFRAN, *Beyond technology*,“ 2021. [Online]. Available: <https://www.gefran.com/en>. [Přístup získán 5 5 2021].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

0EWL	Zero emission wheeled loader
LS	Load sensing
LUDV	Lastdruck-Unabhängige-Durchfluss-Verteilung, systém přerozdělování průtoku nezávisle na zatížení
DC	Direct current
HG	Hydrogenerátor
CAN	Controller Area Network
A-D	Analogově digitální převodník
BLDC	Bezkartáčový stejnosměrný motor
ECM	Elektricky komutovaný motor
MOS – FET	Metal oxide semiconductor field effect transistor
BMS	Battery managing systém
PTC	Positive temperature coefficient
CID	Current interrupt device
EM	Elektrický motor
FV	Funkční vzorek

F	N	síla
S	mm ²	činná plocha pístu
p	MPa	tlak pracovního média
D	mm	vnitřní průměr válce hydromotoru
d	mm	vnější průměr pístnice hydromotoru
v	ms ⁻¹	rychlost pohybu pístu
V _o	Mm ³	geometrický objem
z	-	počet zubů
m	-	modul ozubení
b	mm	šířka zubu
h	mm	výška zubu
e	mm	excentricita uložení
Q _t	ls ⁻¹	teoretický průtok
n	s ⁻¹	otáčky hydrogenerátoru
M	Nm	točivý moment
P	kW	výkon
η _c	-	celková účinnost
M _{ia}	Nm	vnitřní elektromagnetický moment generovaný ve fázi a
P _{δa}	kW	výkon ve vzduchové mezeře generovaný fází a

ω	rads^{-1}	elektrická úhlová rychlost stroje
ω_m	rads^{-1}	mechanická úhlová rychlost stroje
J	kgm^2	moment setrvačnosti rotujících hmot
M_m	Nm	mechanický moment na hřídeli včetně mechanických ztrát
U	V	napětí
C	F	kapacita
I	A	proud
t	s	čas
V_{gmax}	cm^3	maximální geometrický výtlač
k_{HP}	-	hagen-poiseuille koeficient
η_v	-	objemová účinnost hg
ν	Nsm^{-2}	kinematická viskozita kapaliny
ρ	kgm^{-3}	hustota kapaliny
i	-	převodový poměr

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Rozdělení hydraulických rozvaděčů dle: principu funkce (zeleně), způsobu ovládaní (modře).....	17
Obr. 2 Systém s rozvaděčem s otevřenými středy [3]	18
Obr. 3 Systém s uzavřeným středem (vlevo) a LS systém (vpravo) [3]	19
Obr. 4 Řez LUDV rozvaděčem, převzato, upraveno [5]	19
Obr. 5 Řez mechanicky ovládaným rozvaděčem a jeho hydraulické schéma [5]	20
Obr. 6 Řez hydraulicky ovládaným rozvaděčem a jeho hydraulické schéma [5].....	20
Obr. 7 Řez rozvaděčem ovládaným pomocí solenoidu [5].....	21
Obr. 8 Základní rozdělení hydromotorů	21
Obr. 9 Zubový hydromotor s vnějším ozubením [7]	22
Obr. 10 Zubový hydromotor s vnitřním ozubením [7]	22
Obr. 11 Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru	23
Obr. 12 Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru	24
Obr. 13 Axiální hydromotor s nakloněnou deskou [7]	25
Obr. 14 Axiální hydromotor s nakloněným bokem [7]	25
Obr. 15 Dvojčinný přímočarý hydromotor [10]	26
Obr. 16 Vysouvání pístnice	26
Obr. 17 Zasouvání pístnice	26
Obr. 18 Disipace energie HG [13]	30
Obr. 19 Otevřený a uzavřený hydraulický okruh [14].....	31
Obr. 20 Řez elektronickým joystickem 4THE5 společnosti Bosch Rexroth spol. s.r.o. [5]	32
Obr. 21 Funkce joysticku a jeho elektrický výstup [5].....	33
Obr. 22 Elektrické zapojení joysticku do CAN sběrnice.....	34
Obr. 23 Řez pedálem 2THE5R firmy Bosch Rexroth	34
Obr. 24 Zjednodušený náčrt BLDC motoru [19]	35
Obr. 25 Princip snímání polohy pomocí Hallových senzorů [20]	36
Obr. 26 Disk inkrementálního enkodéru a jeho výstupní signály [19]	37
Obr. 27 Princip funkce resolveru a odečítání výstupních signálů [21].....	37
Obr. 28 Třífázový střídač se zátěží zapojený k BLDC motoru [19].....	38
Obr. 29 Řízení a regulace BLDC motoru	39
Obr. 30 Pasivní balancování [24]	41
Obr. 31 Aktivní balancování [24]	41
Obr. 32 Le tourneau L-2350	42
Obr. 33 Dapper 5000 podniku VOP CZ, s.p. [26]	43
Obr. 34 Hydrostatický pohon s hydromotory v kolech stroje [27]	45
Obr. 35 Zjednodušené hydraulické schéma nástavby Dapper 5000	45
Obr. 36 Funkce paralelogramu, Dapper 5000 [26]	46
Obr. 37 Zjednodušený 3D model ramene	46
Obr. 38 Kinematika ramene	46
Obr. 39 Logické uspořádání komponent na 0EWL [28]	48
Obr. 40 Koncept 0EWL	48
Obr. 41 Dynamický systém a jeho veličiny [30]	49
Obr. 42 Ukázky jednotlivých typů dynamických systémů	49

Obr. 43 SIMULINK Simscape [33]	51
Obr. 44 Tlaková kompenzace hydrogenerátoru [33]	53
Obr. 45 Mapa účinností pro A1VO35 [5]	54
Obr. 46 Kalibrační model HG A1VO18	55
Obr. 47 Průběh simulace s A1VO18	55
Obr. 48 Testovací zapojení s A1VO18 (A10VG28)	56
Obr. 49 Disipace energie hydrogenerátoru A1VO18 a A10VG28 [34]	56
Obr. 50 Průtoková charakteristika použitého rozvaděče L8080B2 firmy Rexroth [5] ..	57
Obr. 51 Vnitřní struktura rozvaděče v modelu	57
Obr. 52 Kalibrační model bloku rozvaděče	60
Obr. 53 Kalibrační simulace bloku rozvaděče (10 bar = 1MPa)	60
Obr. 54 Model BLDC motoru s měničem a komutační logikou	62
Obr. 55 Hall senzory a rozdělení polohy do sekcí	62
Obr. 56 Přechodová charakteristika BLDC motoru	63
Obr. 57 Proudové jednotlivých fází napájející BLDC motor	63
Obr. 58 Základní struktura modelu Konceptu 0EWL	64
Obr. 59 Tělesa (červeně) a vazby (modře) nastavby stroje	65
Obr. 60 Model nastavby stroje, SIMULINK Simscape	65
Obr. 61 Model přímočarého hydromotoru a jeho vnitřní struktura	67
Obr. 62 Rozlišení pohybů stroje: BOOM (1), TELESCOPE (2), SHOVEL (3)	68
Obr. 63 Model mechanické části stroje	68
Obr. 64 Model hydraulické části nastavby stroje	69
Obr. 65 Model řídicí části	70
Obr. 66 Algoritmus nastavení požadované hodnoty otáček elektromotoru	70
Obr. 67 Model hmoty stroje při stoupání po šikmé plošině [33]	72
Obr. 68 Model pojezdu stroje	72
Obr. 69 Tlaková kompenzace mezi předními a zadními koly	73
Obr. 70 Průběh zrychlení, rychlosti a vzdálenosti během rozjezdu stroje	74
Obr. 71 Průběh tlaků na zadních a předních kolech, zapnutá tlaková kompenzace	75
Obr. 72 Průběh tlaků na zadních a předních kolech, vypnutá tlaková kompenzace	75
Obr. 73 Signal builder a zdroj řídicího signálu	76
Obr. 74 Průtoky jednotlivými přímočarými hydromotory	76
Obr. 75 Tlaky v jednotlivých přímočarých hydromotorech	77
Obr. 76 Momentová charakteristika elektromotoru BL 180/90	79
Obr. 77 Momentová charakteristika hydrogenerátorů [5]	80
Obr. 78 Model pojezdu doplněný o momentové účinky	80
Obr. 79 Průběhy momentů a průtoků modelem pojezdu s A10VG18	81
Obr. 80 Průběhy momentů a průtoků modelem pojezdu s A10VG28	82
Obr. 81 Senzor tlaku PR4 a jeho závislost na vstupním napětí (měřící rozsah) [5]	85
Obr. 82 Umístění lineárních senzorů polohy na stroji [37]	86
Obr. 83 Datalogger CL 2000	86
Obr. 84 Měřicí soustava, schematicky	87
Obr. 85 Verifikační simulace, funkce BOOM, otáčky EM 1500 min ⁻¹	88
Obr. 86 Verifikační simulace, funkce TELESCOPE, otáčky EM 1500 min ⁻¹	88
Obr. 87 Verifikační simulace, funkce SHOVEL, otáčky EM 1500 min ⁻¹	89
Obr. 88 Verifikační simulace, funkce TELESCOPE, otáčky EM 2500 min ⁻¹	89
Obr. 89 Verifikační simulace, funkce SHOVEL, otáčky EM 2500 min ⁻¹	90

Obr. 90 Poloha přím. hydromotoru HV 2, otáčky EM 2000 min ⁻¹	90
Obr. 91 Poloha přím. hydromotoru HV 1, otáčky EM 1000 min ⁻¹	91
Obr. 92 Poloha přím. hydromotoru HV 1, otáčky EM 2000 min ⁻¹	91
Obr. 93 Poloha přím. hydromotoru HV 3, otáčky EM 2000 min ⁻¹	92
Obr. 94 Špičkový nárůst tlaku (4,3 s), funkce BOOM, otáčky EM 1750 min ⁻¹	93
Obr. 95 Simulace s optimalizovanými parametry, otáčky EM 1750 min ⁻¹	94
Obr. 96 Tlaková kompenzace hydrogenerátoru A1VO18, hydraulické schéma [5]	96
Obr. 97 Nový model hydrogenerátoru A1VO18, vrchní struktura	96
Obr. 98 Vnitřní struktura modelu hydrogenerátoru A1VO18	97
Obr. 99 Verifikační simulace s modelem nového HG – BOOM, 1750 min ⁻¹	98
Obr. 100 Verifikační simulace s modelem nového HG – TELESCOPE, 1750 min ⁻¹	98
Obr. 101 Návrh modelu pro optimalizaci parametrů elektromotorů	100
Obr. 102 Model pro energetickou analýzu a optimalizaci	101
Obr. 103 Model s kloubovým mechanismem	102

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vybrané typy hydrostatických HG a jejich základní parametry [12]	28
Tab. 2 Srovnání technologií vybraných lithiových akumulátorů [22]	39
Tab. 3 Základní parametry stroje Dapper 5000 [2]	43
Tab. 4 Příklad bloku kapacitoru v prostředí SIMULINK Simscape [34]	51
Tab. 5 Dvojice použitých hydrogenerátorů a vybrané parametry [5]	52
Tab. 6 Parametry elektromotoru a jeho měniče [36] [37]	61
Tab. 7 Vybrané parametry hydromotoru MCR3 firmy Rexroth [5]	71
Tab. 8 Závislost tlaku na točivém momentu hydrogenerátoru [5]	79
Tab. 9 Hodnoty kritických bodů variantních simulací	82
Tab. 10 Parametry senzoru tlaku PR4 [5]	84
Tab. 11 Parametry senzoru polohy GEFRA LT67 [38]	85
Tab. 12 Identifikované parametry	94
Tab. 13 Parametry modelu šoupátka	97

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1	<i>Demonstrační simulace.gif</i>
Příloha č.2	<i>Modelelektromotoru.slx</i>
Příloha č.3	<i>Modelpojezdu.slx</i>
Příloha č.4	<i>Modelnastavby.slx</i>
Příloha č.2	<i>DataMultibody.m</i>

